



Escola Politècnica Superior  
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

# TREBALL FINAL DE GRAU

**TÍTOL:**

**DESCRIPCIÓ, ESTUDI I SIMULACIÓ DE CICLES DE RANKINE ORGÀNICS (ORC) PER A GENERAR POTÈNCIA MECÀNICA O ELÈCTRICA A PARTIR DE FONTS D'ENERGIA DE PROCEDÈNCIA DIVERSA.**

**AUTOR:** Sergi Garvi Macias

**TITULACIÓ:** GRAU EN ENGINYERIA MECÀNICA

**ESCOLA:** EPSEVG

**DIRECTOR:** Dr. Jaume MIQUEL MASALLES

**DEPARTAMENT:** MECÀNICA DE FLUIDS (729)

**DATA:** 02 de juliol de 2015

Aquest Treball Final de Grau té en compte aspectes mediambientals: ■ Sí □ No

## TREBALL FINAL DE GRAU

### RESUM (màxim 50 línies)

En el present TFG es descriu el cicle de Rankine orgànic (ORC) així com els seus components i variants. També se simula, s'estudia i s'analitza el comportament dels cicles de Rankine orgànics en cinc simulacions realitzades a partir de diversos estudis fets per altres autors i publicats en forma d'articles tècnics en la bibliografia, així com d'altres estudis específics efectuats en el present projecte.

En el present projecte s'ha empleat el software Engineering Equation Solver (EES) per dur a terme les simulacions dels models realitzats pels cicles de Rankine orgànics simples (ORC) i pels cicles orgànics de Rankine amb recuperador de calor (RORC). El punt de partida en aquest TFG és el model simple de ORC realitzat per S. Quoilin (2011) en l'entorn del software EES. A aquest model s'han realitzat una sèrie de modificacions i extensions, les quals es detallen en l'Annex A.5.1 del TFG.

A més, s'han simulat i escollit els bescanviadors de calor (evaporador, condensador i recuperador de calor en els RORC) presents en algunes de les simulacions de ORC estudiades, per tal d'analitzar quines serien les condicions reals en les quals es treballa a partir de les simulacions realitzades amb el software EES. Per fer-ho, s'ha utilitzat el software SSP G7 mitjançant el qual s'ha pogut introduir les condicions sota les quals s'ha treballat en cada simulació i obtenir unes característiques reals i els tipus de bescanviadors de plaques adequats per a cada ORC on s'ha fet aquest estudi de selecció dels bescanviadors de calor.

Els models dels cicles ORC i RORC juntament amb unes restriccions de treball han servit per a seleccionar un seguit de fluids orgànics de treball que verificaven les condicions adequades per a cada cicle d'operació, en funció de les seves propietats termodinàmiques. A partir de realitzar totes les simulacions s'han seleccionat els fluids R123 i R245fa com a fluids òptims de treball per aplicacions de cicles ORC que treballen amb fonts tèrmiques amb temperatures entre 80 °C i 250 °C. En aquests intervals de temperatures els rendiments tèrmics del cicle dels ORC acostumen a oscil·lar entre 7,5 % – 15,0 %.

### Paraules clau (màxim 10):

1. Cicle Rankine Organic (ORC)	2. Simulació	3. Potència elèctrica	4. Evaporador
5. Condensador	6. Turbina / Expansor	7. Bomba	8. Recuperador calor
9. Fluid refrigerant	10. Fonts d'energia diverses		

## FINAL GRADE PROJECT

### ABSTRACT (50 lines maximum)

This project describes the organic Rankine cycle (ORC) and its components and variants; and it studies and analyzes the behaviour of the cycle in a series of experimental simulations made from various studies already made and others made in the present project.

This project has employed software engineering Solves Equation (EES) to carry out simulations of the models made by the organic Rankine cycle (ORC) and the organic Rankine cycle with heat recovery (RORC). The applications have been focused on five simulations where energy sources were: geothermal energy, solar thermal energy and waste heat from flue gases of a heat engine in order to obtain electrical power.

In addition, the exchangers from the cycle have been simulated in order to see which would be the real working conditions. To do this, SSP G7 software has been used to put working conditions and obtain the model of a real interchanger that could be used in each working cycle.

Models cycles ORC and RORC with some work constraints have served to select a set of working fluids that verified the conditions for each cycle of operation, depending on their thermodynamic properties. After all the simulations, fluid R123 and R245fa have been selected as an optimum working fluid for ORC cycle working with heat sources with temperatures between 80 °C and 250 °C. In these temperature ranges the thermal efficiency for ORC usually goes from 7.5% - 15.0%.

### Keywords (10 maximum):

1. Organic Rankine Cycle (ORC)	2. Simulation	3. Electric power	4. Evaporator
5. Condenser	6. Turbine/Expander	7. Pump	8. Heat recuperator
9. Refrigerant fluid	10. Energy source		



# ÍNDEX

## *MEMORIA (Format Paper i Electrònic)*

**Pàg**

---

<b>1.- INTRODUCCIÓ I OBJECTIUS DEL PROJECTE.....</b>	<b>3</b>
1.1. INTRODUCCIÓ I MOTIVACIONS DEL PROJECTE .....	3
1.2. OBJECTIUS DEL PROJECTE .....	6
<b>2.- CICLE DE RANKINE ORGÀNIC .....</b>	<b>9</b>
2.1. COMPONENTS BÀSICS DEL CICLE DE RANKINE ORGÀNIC (ORC).....	10
2.2. BESCANVIADORS DE CALOR .....	10
2.2.1. PROCESSOS DE TRANSFERÈNCIA DE CALOR.....	11
2.2.2. GEOMETRIA DE CONSTRUCCIÓ.....	13
2.2.4. SELECCIÓ DEL BESCANVIADOR DE CALOR ADEQUAT PER UN CICLE ORC .....	20
2.3. CONDENSADOR .....	21
2.3.1. MODELAT MATEMÀTIC DEL CONDENSADOR .....	22
2.4. EVAPORADOR .....	26
2.4.1. MODELAT MATEMÀTIC DE L'EVAPORADOR.....	29
2.5. RECUPERADOR .....	33
2.5.1 MODELAT DEL RECUPERADOR .....	33
2.6. BOMBA.....	35
2.6.1. MODELAT MATEMÀTIC DE LA BOMBA .....	35
2.7. MÀQUINES EXPANSORES PER A UN CICLE ORC.....	36
2.7.1. TURBOMÀQUINES .....	36
2.7.2. EXPANSORS VOLUMÈTRICS.....	37
2.7.3. COMPARACIÓ ENTRE ELS DIFERENTS DISPOSITIUS D'EXPANSIÓ.....	41
2.7.4. MODELAT DE L'EXPANSOR EN EL CICLE ORC.....	42
2.8. ANÀLISI TERMODINÀMIC DEL CICLE RANKINE .....	44
2.8.1. CONFIGURACIONS DEL CICLE ORGÀNIC DE RANKINE .....	45
2.9. EFICIÈNCIA ENERGÈTICA DEL CICLE ORGÀNIC DE RANKINE.....	46
2.9.1. ESTATÈGIES PER MILLORAR EL RENDIMENT DEL CICLE ORC.....	47
2.10. DIFERÈNCIES ENTRE L'AIGUA I UN FLUID ORGÀNIC .....	47
2.10.1. PROPIETATS DELS FLUIDS ORGÀNICS A L'HORA DE L'ELECCIÓ .....	49

<b>2.11. AVANTATGES DEL CICLE ORC RESPECTE AL CICLE DE RANKINE CONVENCIONAL .....</b>	<b>51</b>
<b>2.12. APLICACIONS DELS CICLES ORGÀNICS DE RANKINE (ORC) .....</b>	<b>52</b>
2.12.1. BIOMASSA.....	52
2.12.2. RECUPERACIÓ DE CALOR RESIDUAL.....	53
2.12.3. SOLAR TÈRMICA.....	54
2.12.4. ENERGIA GEOTÈRMICA.....	55
<b>3.- SIMULACIÓ I ESTUDI DE DIVERSOS CICLES DE RANKINE ORGÀNICS.....</b>	<b>59</b>
3.1. CRITERI DE SELECCIÓ DE FLUIDS PER A LES SIMULACIONS .....	59
3.2. PRIMERA SIMULACIÓ.....	61
3.2.1 OPTIMITZACIÓ DE LA PRIMERA SIMULACIÓ .....	62
3.2.2. REALITZACIÓ DE TAULES PARAMÈTRIQUES A PARTIR DE LA SIMULACIÓ INICIAL ...	68
3.3. SEGONA SIMULACIÓ .....	78
3.3.1. MODELAT DEL RECUPERADOR.....	80
3.3.2. MODELAT DEL CONDENSADOR .....	83
3.3.3. MODELAT DE L'EVAPORADOR.....	86
3.3.4. OPTIMITZACIÓ DE LA SEGONA SIMULACIÓ .....	91
3.3.5. MODELAT DEL CONDENSADOR OPTIMITZAT .....	92
3.3.6. MODELAT DE L'EVAPORADOR OPTIMITZAT .....	96
3.3.7. ANALISI DE LA REDUCCIÓ DEL PINCH POINT A L'EVAPORADOR.....	101
3.4. TERCERA SIMULACIÓ.....	102
3.4.1. SIMULACIÓ AMB EL FLUID N-PENTÀ .....	106
3.5. QUARTA SIMULACIÓ .....	110
3.5.1. OPTIMITZACIÓ DE LA QUARTA SIMULACIÓ.....	115
3.5.2. MODELAT DEL CONDENSADOR .....	117
3.5.3. MODELAT DE L'EVAPORADOR.....	120
3.6. CINQUENA SIMULACIÓ .....	125
3.6.1. PARAMETRITZACIÓ DELS VALORS U·A DELS BESCANVIADORS .....	128
3.6.2. FIXACIÓ DE LES TEMPERATURES D'ENTRADA ALS BESCANVIADORS A PARTIR DE LA MODIFICACIÓ DELS CABALS I EL PINCH POINT. ....	145
<b>4.-ASPECTES MEDIOAMBIENTALS DELS REFRIGERANTS.....</b>	<b>161</b>
4.1. IMPACTE AMBIENTAL DELS FLUIDS REFRIGERANTS.....	162
4.2. ANTECEDENTS DELS FLUIDS REFRIGERANTS.....	164
<b>5.-CONCLUSIONS.....</b>	<b>169</b>
5.1. CONCLUSIONS DEL TFG .....	169
5.2. LÍNIES DE TREBALL FUTURES.....	173

<b>6.- BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>176</b>
<b>6.1. LLIBRES .....</b>	<b>176</b>
<b>6.2. ARTICLES DE REVISTES CIENTÍFIQUES O TÈCNIQUES .....</b>	<b>176</b>
<b>6.3. NORMATIVES I REGLAMENTACIONS .....</b>	<b>177</b>
<b>6.4. PROJECTES FI DE CARRERA, FI DE MASTER , TESIS DOCTORALS.....</b>	<b>177</b>
<b>6.5. WEBGRAFIA.....</b>	<b>178</b>

## ***ANNEXOS (Format Electrònic)***

**ANNEX A.1.- SOFTWARE UTILITZAT**

**ANNEX A.2.- CATÀLEGS TÈCNICS UTILITZATS**

**ANNEX A.3.- TAULES I GRÀFICS UTILITZATS**

**ANNEX A.4.- ARTICLES TÈCNICS UTILITZATS**

**ANNEX A.5.- MODEL DEL ORC INICIAL I TAULES DE RESULTATS  
DE LES SIMULACIONS AMB EL SOFTWARE “EES”**



## ÍNDIX DE FIGURES

FIGURA	Pàg
Figura 1: Rang de potències i de temperatures de la font calenta en els ORC i micro-ORC (*).....	3
Figura 2: Esquema dels equipaments principals d'un ORC fabricat per Turboden (**) .....	4
Figura 3: ORC de fabricació artesanal d'1 kW de potència (*).....	5
Figura 4: Exemples de bescanviadors de calor de contacte directe gas-sòlid [1] .....	11
Figura 5: Exemples de bescanviadors de calor de contacte directe fluid-fluid [1] .....	12
Figura 6: Exemples de bescanviadors de calor de contacte directe gas-fluid [1] .....	12
Figura 7: Bescanviador de contacte indirecte [14] .....	13
Figura 8: Disposició a contracorrent i en paral·lel en bescanviadors de tubs concèntrics [14] .....	13
Figura 9: Configuració d'ajust quadrat [21] .....	14
Figura 10: Configuració d'ajust quadrat girat [21] .....	14
Figura 11: Configuració d'ajust triangular [21] .....	15
Figura 12: Bescanviador de calor de plaques en disposició de placa sepultada [21] .....	15
Figura 13: Bescanviador de calor de plaques en disposició d'espiral [21] .....	16
Figura 14: Bescanviador de calor compacte de placa fina [21] .....	16
Figura 15: Bescanviador de calor amb disposició de flux en paral·lel [21] .....	17
Figura 16: Bescanviador de calor amb disposició de flux a contracorrent [21] .....	17
Figura 17: Bescanviador de calor amb disposició de flux combinat [21] .....	18
Figura 18: bescanviador de calor amb disposició de flux creuat no mesclat [21] .....	18
Figura 19: Bescanviador de calor amb disposició de flux creuat mesclat [21] .....	19
Figura 20: Representació gràfica del funcionament d'un condensador [21] .....	21
Figura 21: Condensador d'un sol cos de dos passos [21] .....	22
Figura 22: Representació esquemàtica del condensador .....	22
Figura 23: Evaporador de carcassa-tubs de tubs horitzontals de possible ús en els ORC (*) .....	26
Figura 24: Evaporador de tubs horitzontals estàndard usat en la concentració de dissolucions [21] ...	27
Figura 25: Evaporador de tubs verticals de cistella usat en la concentració de dissolucions [21] .....	28
Figura 26: Representació de l'evaporador i les seves parts. ....	29
Figura 27: Esquema de funcionament del recuperador de calor en un ORC .....	34
Figura 28: Esquema de funcionament de la bomba. (Adaptat de [11]) .....	35
Figura 29: Exemple de turbina convencional utilitzada en un cicle de generació d'energia. [14] .....	36
Figura 30: Mapa d'operació dels diferents dispositius en funció del rang de potència. [14] .....	37
Figura 31: Expansor rotatiu de cargol ("Screw expander") [21] .....	39
Figura 32: Cicle de treball de l'expansor rotatiu Scroll. [21] .....	39
Figura 33: Compressor obert tipus Scroll. [21] .....	40
Figura 34: Compressor hermètic tipus Scroll. [21] .....	41
Figura 35: Esquema de funcionament d'una turbina /expansor. [1] .....	42
Figura 36: Esquema representatiu del cicle ORC. [16] .....	44
Figura 37: Esquema representatiu del cicle de Rankine amb regenerador: RORC. ( Adaptat de [18] ) ..	45
Figura 38: Representació de l'eficiències del cicle ORC [17] .....	46
Figura 39: Diagrama T-s de l'aigua .....	48
Figura 40: Corba de saturació dels fluids secs, humits i isentròpics. [15] .....	50
Figura 41: Il·lustració dels quantre grans grups d'obtenció d'energia per als cicles ORC. [23] [24] [25] [26] .....	52

Figura 42: Representació de la biomassa per al cicle ORC. [26] .....	53
Figura 43: Il·lustració d'una central de cicle combinat. [25].....	54
Figura 44: Il·lustració de col·lectors solars plans i col·lectors solars parabòlics. [24].....	55
Figura 45: Exemple de font geotèrmica a la naturalesa [23] .....	56
Figura 46: Diagrama T-s del fluid R245fa amb $T_{ev} = 145^{\circ}\text{C}$ .....	63
Figura 47: Diagrama T-s del fluid R245fa ampliat. ....	64
Figura 48: Diagrama T-s del fluid R245fa del cicle amb $T_{cd}=25^{\circ}\text{C}$ .....	66
Figura 49: Ampliació de la regió d'evaporació del diagrama T-s del fluid R245fa .....	67
Figura 50: Variació del rendiment del cicle ORC en funció de la temperatura d'evaporació ( $T_{ev}$ ) pel fluid R245fa .....	69
Figura 51: gràfic del rendiment del cicle en front $T_{cd}$ fluid R245fa. ....	71
Figura 52: Gràfica de la variació del paràmetre VFR en funció de la temperatura d'entrada del fluid secundari (calent) a l'evaporador. Fluid 245fa.....	72
Figura 53: Variació de la potència neta del cicle en relació a la variació del factor VFR. Fluid R245fa...	73
Figura 54: Representació del valor SP en funció de la temperatura d'entrada a l'evaporador del fluid calent. El fluid refrigerant és R245fa.....	74
Figura 55: Gràfica de la variació del paràmetre VFR en funció de la temperatura d'entrada del fluid secundaria a l'evaporador. Fluid R123.....	75
Figura 56: Variació de la potència neta del cicle en relació a la variació del factor VFR. Fluid refrigerant R123.....	76
Figura 57: Representació del valor SP en funció de la temperatura d'entrada a l'evaporador del fluid calent. Fluid refrigerant R123.....	77
Figura 58: inputs per al recuperador. [22] .....	80
Figura 59: característiques del recuperador. [22].....	81
Figura 60: Inputs inicials per al condensador. [22] .....	83
Figura 61: Requeriments del condensador escollit. [22].....	83
Figura 62: característiques del condensador. [22].....	85
Figura 63: Inputs inicials per la part d'una sola fase de l'evaporador. [22] .....	86
Figura 64: Propietats de la part d'una sola fase de l'evaporador. [22] .....	87
Figura 65: Inputs inicials per la part de doble fase de l'evaporador. [22].....	88
Figura 66: Requeriments per a la part de doble fase de l'evaporador. [22] .....	88
Figura 67: Propietats de la part de doble fase de l'evaporador. [22] .....	90
Figura 68: representació del Pinch Point per a un fluid fred i calent. ....	91
Figura 69: Inputs inicials per al condensador optimitzat. [22].....	93
Figura 70: Requeriments del condensador modelat per a l'optimització. [22].....	93
Figura 71: propietats del condensador escollit per a la optimització. [22] .....	94
Figura 72: Inputs per a la part d'una sola fase de l'evaporador optimitzat. [22] .....	96
Figura 73: Propietats obtingudes de l'evaporador d'una sola fase optimitzat. [22] .....	97
Figura 74: Inputs per a la part de doble fase de l'evaporador optimitzat. [22].....	98
Figura 75: Requeriments del bescanviador de doble fase escollit per a la optimització. [22] .....	98
Figura 76: Propietats de la part de l'evaporador de doble fase optimitzat. [22].....	100
Figura 77: Resultats de l'article original en la simulació del ORC amb el fluid R123. [2] .....	103
Figura 78: Resultats de l'article original en la simulació del ORC amb el fluid n-Pentà. [2] .....	108
Figura 79: Representació visual del cicle a simular amb aprofitament de l'energia solar. [4] .....	111
Figura 80: Diagrama T-s obtingut per a la quarta simulació.....	113
Figura 81: Pinch Point entre el fluid calent i el fluid orgànic R123 en la cinquena simulació. ....	114
Figura 82: Pinch Point entre el fluid fred i el fluid orgànic R123 en la cinquena simulació. ....	114

Figura 83: Inputs introduïts al programa SSP G7 per al modelat del condensador. [22]	117
Figura 84: dades calculades per al condensador segons el programa SSP G7. [22]	117
Figura 85: Caraterístiques del condensador escollit per a la cinquena simulació. [22]	119
Figura 86: Inputs introduïts a la fase del pre-escalfador per a l'evaporador. [22]	120
Figura 87: Propietats del condensador escollit segons el programa SSP G7. [22]	121
Figura 88: Propietats del condensador escollit segons el programa SSP G7. [22]	122
Figura 89: Requeriments per a l'evaporador calculat segons el programa. [22]	122
Figura 90: Característiques de l'evaporador modelat pel programa. [22]	124
Figura 91: Resultats obtinguts per l'autor amb variis fluids sense recuperador. [3]	126
Figura 92: Resultats obtinguts per l'autor amb varis fluids amb recuperador. [3]	127
Figura 93: Variació del valor U·A a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari ORC.	129
Figura 94: Variació del valor U·A a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari ORC.	130
Figura 95: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari ORC.	131
Figura 96: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari ORC.	132
Figura 97: Variació del valor U·A a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari RORC.	133
Figura 98: Variació del valor U·A a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari RORC.	134
Figura 99: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari RORC.	135
Figura 100: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari RORC.	136
Figura 101: Variació del valor U·A a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari ORC R123.	137
Figura 102: Variació del valor U·A a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari ORC R123.	138
Figura 103: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari ORC.	139
Figura 104: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari ORC.	140
Figura 105: Variació del valor U·A a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari RORC R123.	141
Figura 106: Variació del valor U·A a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari RORC R123.	142
Figura 107: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari RORC.	143
Figura 108: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari RORC.	144
Figura 109: Variació del Pinch Point a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R245fa.	146
Figura 110: Variació del Pinch Point a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R245fa.	147
Figura 111: Variació del valor U·A a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R245fa.	148
Figura 112: Variació del valor U·A a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R245fa.	149

Figura 113: Variació de la temperatura al condensador a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R245fa.....	150
Figura 114: Variació de la temperatura del condensador a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R245fa.....	151
Figura 115: Variació del Pinch Point a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R123..	152
Figura 116: Variació del Pinch Point a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R123.....	153
Figura 117: Variació del valor $U \cdot A$ a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R123. ....	154
Figura 118: Variació del valor $U \cdot A$ a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R123. ....	155
Figura 119: Variació de la temperatura a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R123.	156
Figura 120: Variació de al temperatura a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R123. ....	157
Figura 121: Generacions de fluids refrigerants. [27] .....	165

## ÍNDIX DE TAULES

TAULA	Pàg
Taula 1: Llistat de fabricants que construeixen cicles ORC amb el fluid orgànic que utilitzen (*).....	4
Taula 2: Comparativa qualitativa dels diferents tipus d'expansors (Taula elaborada en el TFG) .....	42
Taula 3: Fluids orgànics escollits que aconsegueixen les condicions imposades. [18] .....	60
Taula 4: Paràmetres inicials de la primera simulació de ORC .....	61
Taula 5: Resultats obtinguts al realitzar la primera simulació.....	62
Taula 6: Resultats obtinguts amb una $T_{ev}$ de 145 °C fluid R245fa .....	62
Taula 7: Resultats obtinguts amb una $T_{ev}$ de 145 °C i $T$ sobreescalfament de 10 °C fluid R245fa. ....	64
Taula 8: Condicions inicials variant la temperatura de condensació. ....	65
Taula 9: Resultats de la simulació amb la temperatura de condensació de 25 °C fluid R245fa.....	65
Taula 10: Resultats de la primera simulació amb l'augment de la $T$ de subrefredament a 10 °C fluid R245fa.....	67
Taula 11: Taula paramètrica variant el valor del cabal màssic fluid R245fa.....	68
Taula 12: Taula paramètrica variant el valor de la temperatura d'evaporació fluid R245fa. ....	69
Taula 13: Taula paramètrica variant el valor de la temperatura de condensació fluid R245fa. ....	70
Taula 14: Taula amb les condicions inicials per a la segona simulació.....	78
Taula 15: Taula amb els resultats per a diversos fluids de la segona simulació. ....	79
Taula 16: Taula amb els Pinch Point i valors $U \cdot A$ dels bescanviadors .....	79
Taula 17: Resultats de la simulació amb un Pinch Point de 5 °C.....	92
Taula 18: Inputs introduïts per a la tercera simulació. [2] .....	102
Taula 19: Comparativa dels resultats de l'article [2] amb els simulats en el TFG pel fluid R123.....	104
Taula 20: Inputs per a la simulació amb el fluid n-Pentà. [2] .....	107
Taula 21: Comparativa entre els resultats obtinguts i l'article original [2] pel fluid n-Pentà .....	109
Taula 22: Inputs inicials per a la cinquena simulació. [4] .....	111
Taula 23: Comparativa entre els resultats teòrics i els obtinguts en la simulació. ....	112
Taula 24: Inputs introduïts per a la optimització de la cinquena simulació.....	115
Taula 25: comparativa entre els resultats obtinguts i els teòrics de la cinquena simulació.....	116
Taula 26: Inputs introduïts en la quarta simulació per al fluid R245fa.[103] .....	125
Taula 27: Inputs introduïts en la quarta simulació per al fluid R123.....	126
Taula 28: Comparativa dels resultats teòrics amb els obtinguts en la simulació per als diferents fluids 5a simulació.....	127
Taula 29: Taula paramètrica per al fluid R245fa sense recuperador.....	128
Taula 30: Taula paramètrica per al fluid R245fa amb recuperador. ....	132
Taula 31: Taula paramètrica per al fluid R123 sense recuperador.....	136
Taula 32: Taula paramètrica per al fluid R123 amb recuperador. ....	140
Taula 33: Resultats per al fluid R245fa per tal de mantenir constants les temperatures d'entrada al condensador.....	145
Taula 34: Resultats per al fluid R123 per tal de mantenir constants les temperatures d'entrada de l'evaporador. ....	151
Taula 35: Índex de seguretat dels fluids. [12] .....	161
Taula 36: propietats mediambientals d'alguns fluids refrigerants.[12] .....	164



# **1.- INTRODUCCIÓ I OBJECTIUS DEL PROJECTE**





## 1.- INTRODUCCIÓ I OBJECTIUS DEL PROJECTE

### 1.1. INTRODUCCIÓ I MOTIVACIONS DEL PROJECTE

La recerca de noves tecnologies que permetin obtenir energia a partir de fonts renovables és un dels punts clau de l'evolució de l'indústria a nivell mundial, i és un camp molt ampli en el qual durant els últims anys s'ha començat a investigar i dedicar gran part dels esforços per tal d'aconseguir una indústria globalment més neta.

D'aquesta manera, una de les solucions per a sistemes de conversió eficients són els sistemes de tri-generació, en els quals a partir d'una mateixa energia primària es produeixen tres efectes útils a nivell industrial: electricitat, fred i calor. El cicle orgànic de Rankine (ORC) és una de les tècniques de generació elèctrica que es pot utilitzar en la tri-generació. Aquest cicle està format pels mateixos components bàsics que un cicle Rankine convencional (generador de vapor/evaporador, turbina, condensador i bomba impulsora), però utilitza un fluid orgànic com a fluid principal de treball que permet aprofitar la calor procedent de fonts energètiques de baixa (o mitjana) temperatura, habitualment no aprofitades. Aquestes fonts energètiques que treballen els cicles ORC són habitualment l'energia geotèrmica, l'energia solar tèrmica, fonts de calor residual industrial de baixa temperatura. També poden treballar amb l'energia procedent dels gasos de combustió de motors tèrmics, amb temperatures més altes. En la Figura 1 es mostra el rang de potències típic i el rang de temperatures de la font calenta típiques en els cicles ORC i en els micro-ORC. Les potències típiques dels cicles ORC oscil·len entre 70 – 3000 kW, mentre que en els micro-ORC oscil·len entre 1 – 5 kW. L'interval de temperatures en la classificació de les fonts energètiques en baixa, mitjana i alta temperatura depèn de la font bibliogràfica consultada.

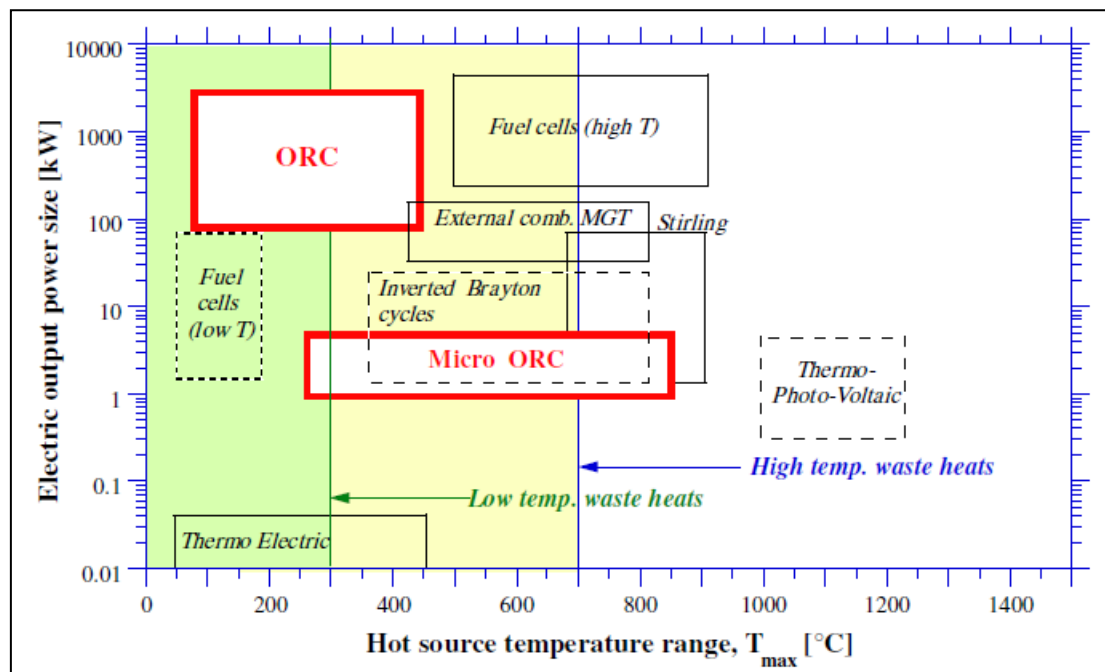


Figura 1: Rang de potències i de temperatures de la font calenta en els ORC i micro-ORC (\*)

(\*) L. Branchini et al.: "Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes", Applied Thermal Engineering, **61**, pp. 129-140 (2013)

En la Taula 1 es dóna una llista de fabricants que construeixen comercialment cicles ORC.

Manufacturer	Applications	Power range [kWe]	Heat source temperature [°C]	Technology
ORMAT, US	Geo., WHR, solar	200–70,000	150–300	Fluid : <i>n</i> -pentane and others, two-stage axial turbine, synchronous generator
Turboden, Italy	Biomass-CHP, WHR, Geo.	200–2000	100–300	Fluids : OMTS, Solkatherm, Two-stage axial turbines
Adoratec/Maxxtec, Germany	Biomass-CHP	315–1600	300	Fluid: OMTS
Opcon, Sweden	WHR	350–800	< 120	Fluid: Ammonia, Lysholm Turbine
GMK, Germany	WHR, Geo., Biomass-CHP	50–5000	120–350	3000 rpm Multi-stage axial turbines (KKK)
Bosch KWK, Germany	WHR	65–325	120–150	Fluid: R245fa
Turboden PureCycle, US	WHR, Geo.	280	91–149	Radial inflow turbine, Fluid: R245fa
GE CleanCycle	WHR	125	> 121	Single-state radial inflow turbine, 30,000 rpm, Fluid: R245fa
Cryostar, France	WHR, Geo.	n/a	100–400	Radial inflow turbine, Fluids: R245fa, R134a
Tri-o-gen, Netherlands	WHR	160	> 350	Radial turbo-expander, Fluid: Toluene
Electratherm, US	WHR, Solar	50	> 93	Twin screw expander, Fluid: R245fa

Taula 1: Llistat de fabricants que construeixen cicles ORC amb el fluid orgànic que utilitzen (\*).

(\*) S. Quoilin et al.: “*The techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, **22**, pp. 168-186 (2013)

En la Figura 2 es dóna un esquema dels equipaments principals d'un ORC fabricat per Turboden.

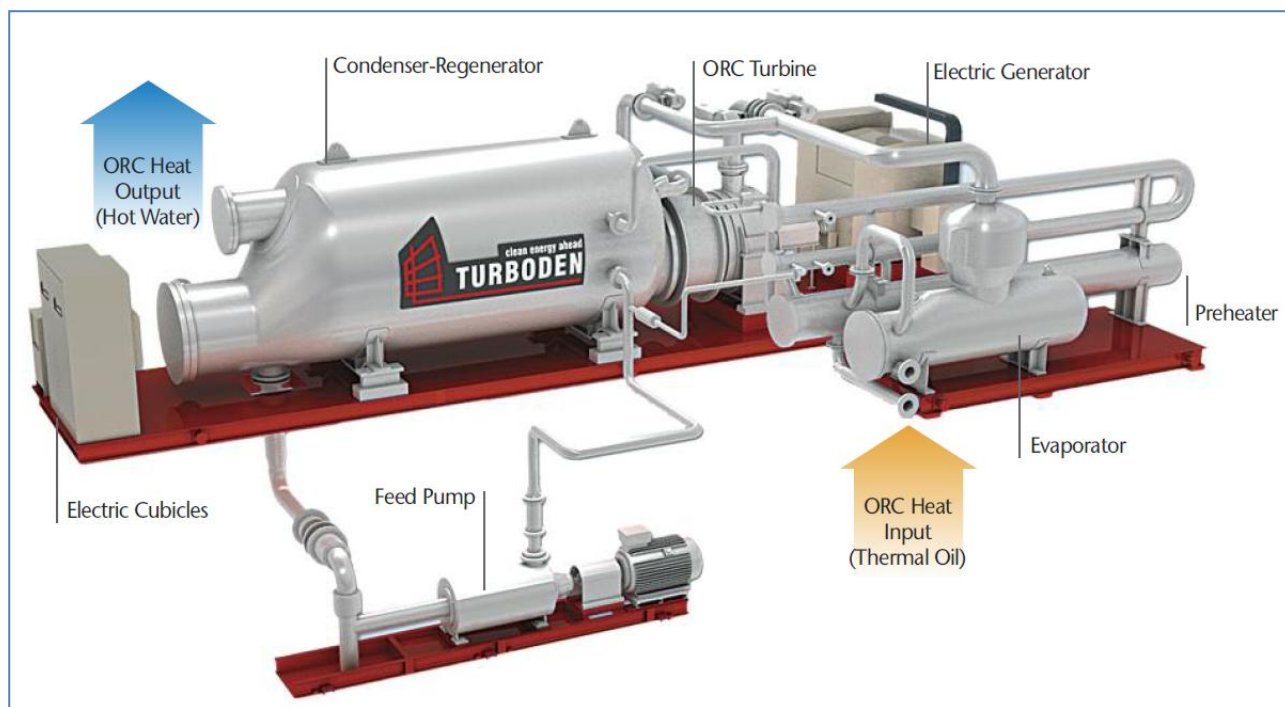
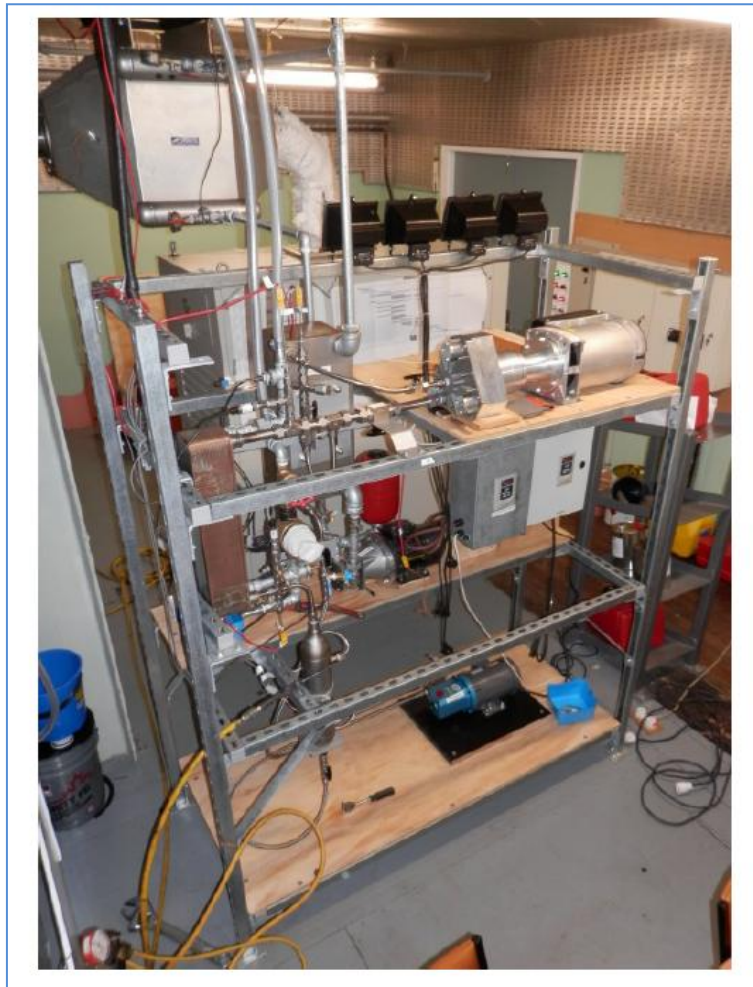


Figura 2: Esquema dels equipaments principals d'un ORC fabricat per Turboden (\*\*)

(\*\*) PW Power Systems - Turboden, “Organic Rankine Cycle Technology” (2013)

[http://www.ccj-online.com/wp-content/uploads/gravity\\_forms/3-b246f63cf9a9ff5af247a3db291cb13f/2013/07/PWPS-ORC-051613.pdf](http://www.ccj-online.com/wp-content/uploads/gravity_forms/3-b246f63cf9a9ff5af247a3db291cb13f/2013/07/PWPS-ORC-051613.pdf)

En la Figura 3 es mostren els equipaments d'un cicle de Rankine orgànic de molt petita potència (1 kW de potència elèctrica) per l'aprofitament de l'energia geotèrmica. Aquest ORC és de fabricació artesanal i utilitza el fluid R245fa. Els bescanviadors de calor són de plaques tant per l'evaporador com pel condensador i l'element producteur de potència o expansor és un expansor tipus Scroll.



**Figura 3: ORC de fabricació artesanal d'1 kW de potència (\*)**

(\*) D. Meyer et al.: "Design and build of a 1 kilowatt organic rankine cycle power generator", 35th New Zealand Geothermal Workshop: 2013 Proceedings, Rotorua, New Zealand (2013)  
[http://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/NZGW/2013/Meyer\\_Final.pdf](http://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/NZGW/2013/Meyer_Final.pdf)

Les motivacions d'aquest projecte han estat les ganes d'entendre, saber i aprendre sobre una tecnologia innovadora que permet generar potència mecànica i elèctrica a partir de fonts d'energia de procedència diversa: tant d'energia provinguda directament de la naturalesa (energia solar tèrmica i energia geotèrmica), com calors residuals de fluids procedents d'un procés industrial o bé dels gasos de combustió d'un motor tèrmic. En qualsevol cas, en el ORC s'aprofita l'energia calorífica d'aquestes fonts de diversos nivells tèrmics (sobretot les de baix nivell tèrmic) per tal de generar potència. La realització d'aquest TFG ha estat un repte personal, ja que segons em va comentar el professor Jaume Miquel, director del treball, partiríem gairebé de zero.

## 1.2. OBJECTIUS DEL PROJECTE

El present projecte pretén cobrir un seguit d'objectius amb la finalitat de dur a terme una recerca i posterior treball sobre la tecnologia dels cicles de Rankine orgànics.

Primerament es vol donar a conèixer l'estructura íntegra del cicle de Rankine orgànic, duent a terme una classificació de tots els components i les seves variants així com les característiques de cada element i les seves configuracions a l'hora de treballar. També s'expliquen les variacions en els cicles orgànics de Rankine i les diferències entre cada configuració.

Per altra banda, s'analitzen diversos fluids orgànics de treball, seleccionant els més indicats per a cada simulació tenint en compte les propietats termodinàmiques del fluid, el seu impacte ambiental i la seguretat en planta així com els beneficis de rendiment que el fluid aporta al cicle.

Un dels objectius principals del TFG és el desenvolupament i la simulació de l'operació de models ORC i RORC en els quals es simula el comportament del cicle i s'analitzen diversos paràmetres per tal d'estudiar els resultats. Per fer-ho, es divideix la part pràctica en cinc simulacions en les quals a cada una d'elles es treballa amb un cicle orgànic de Rankine en unes condicions diferents i variades i es pretén per a cada simulació arribar a uns objectius fixats.

La finalitat d'aquestes cinc simulacions és arribar a una optimització de les condicions de treball pels cicles ORC a partir del model desenvolupat mitjançant les simulacions en condicions diferents a les inicials de partida. Durant aquestes simulacions, s'analitza el comportament de l'expansor/turbina i dels bescanviadors de calor presents al cicle (evaporador, condensador i recuperador pel cas del RORC), dels quals també s'efectua el modelat real mitjançant el software SSP G7, el qual permet escollir finalment el bescanviador de calor de plaques adient a l'aplicació estudiada.

La selecció del software per a realitzar el projecte no ha estat una elecció que s'hagi dut a terme prèviament a l'inici del mateix, sinó que un cop s'han aclarit els objectius i la metodologia de treball per a la realització del projecte, s'ha escollit el software adient per tal d'assolir tots els punts als quals es pretenia arribar. Les simulacions dels cicles orgànics de Rankine s'han dut a terme finalment amb el software *EES* (*Engineering Equation Solver*) però no ha estat l'únic programa d'aquestes característiques vàlid per a simular cicles de Rankine orgànics que s'ha considerat. El software *Cycle Tempo* va ser testat també amb la finalitat de poder ser usat però finalment va ser descartat i es va realitzar tota la part de les simulacions amb el software *EES*.

Per tal de determinar les propietats termodinàmiques dels fluids refrigerants (fluids orgànics de treball), s'ha aprofitat que el mateix software *EES* ja incorpora el programa *Refprop*, un software a partir del qual es determinen les propietats termodinàmiques de tots els fluids refrigerants necessaris utilitzats durant aquest projecte.

El punt de partida en aquest TFG és el model simple de ORC realitzat per S. Quoilin (2011) en l'entorn del software *EES* [ [https://en.wikipedia.org/wiki/Organic\\_Rankine\\_cycle](https://en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle) ]. A aquest model s'han realitzat una sèrie de modificacions i extensions, les quals es detallen en l'Annex A.5.1

## **2.- CICLE DE RANKINE ORGÀNIC**



## 2.- CICLE DE RANKINE ORGÀNIC

El cicle de Rankine orgànic (ORC) és una tecnologia comercial per a la producció d'energia elèctrica a partir de fonts d'energia de mitja/baixa temperatura (normalment  $< 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Encara que com s'ha vist en la Figura 1, els cicles ORC poden treballar amb fonts d'energia de temperatures més elevades (fins a uns  $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) i en les tecnologies de Micro-ORC es poden treballar amb fonts d'energia de temperatures més elevades.

La tecnologia del cicle orgànic de Rankine, troba entre les seves aplicacions l'aprofitament d'energia solar, l'energia geotèrmica de baixa temperatura, l'energia obtinguda a partir de biomassa i la recuperació de calor residual de corrents industrials o de gasos de combustió procedents de motors tèrmics.

L'energia es produeix a partir de "sistemes binaris" en els quals el cicle tèrmic transmet energia mitjançant un bescanviador de calor a un altre cicle que acciona una turbina o expansor i aquest a l'hora acciona el generador.

En el cas dels cicles ORC orgànics el fluid que s'utilitza no és aigua o vapor d'aigua com s'utilitza en els cicles ORC convencionals, sinó un fluid orgànic el punt d'ebullició del qual es troba per sota dels  $100^{\circ}\text{C}$ . D'aquesta manera es poden utilitzar fins i tot aigües termals amb temperatures inferiors als  $100^{\circ}\text{C}$  per a generar energia elèctrica.

Degut a l'ús de substàncies orgàniques com a fluid de treball amb un punt d'ebullició baix, el procés s'anomena "cicle de Rankine orgànic" (ORC)

El fluid de treball orgànic s'evapora a l'evaporador al ser escalfat per una font de calor externa. El fluid orgànic en fase vapor s'expandeix a l'expansor i posteriorment es condensa en el condensador. El procés de condensació es pot realitzar utilitzant aigua de refrigeració provinent de torres de refrigeració o a través d'aire (aerocondensador). El fluid orgànic condensat és bombejat novament cap a l'evaporador finalitzant el cicle termodinàmic.

Les fonts de refredament i escalfament no estan directament en contacte amb el fluid de treball. Per a les aplicacions d'alta temperatura (per exemple plantes de biomassa per a produir calor i energia elèctrica), es solen utilitzar olis tèrmics d'alta temperatura com a fluid orgànic.

En els cicles orgànics de Rankine es pot incloure una etapa de regeneració, consistent en extreure part del vapor que s'expansiona en la turbina amb l'objectiu de barrejar-lo amb l'aigua provinent del condensador i estalviar d'aquesta manera part de l'energia utilitzada en escalfar-la. D'aquesta manera, s'aconsegueix una reducció de la calor aportada al fluid a la caldera, però es redueix mínimament el treball d'expansió produït per la turbina.



## 2.1. COMPONENTS BÀSICS DEL CICLE DE RANKINE ORGÀNIC (ORC)

Els cicles de Rankine orgànics (ORCs) estan constituïts pels mateixos components bàsics que un cicle Rankine convencional que treballa amb aigua i vapor, es a dir: Evaporador, Turbina o Expansor, Condensador i Bomba. Tots aquests equipaments estan connectats per canonades. En alguns casos també es considera la presència d'un recuperador de calor anomenat regenerador, donant lloc als cicles de Rankine orgànics amb regenerador (RORC). El disseny i la forma d'aquests equipaments és bàsica per a obtenir bones prestacions depenent de molts factors com les condicions de treball o condicions de disseny del cicle.

En aquest capítol es modelen matemàticament aquests cinc equipaments, i quan s'ajunten i es considera que el fluid de treball és un fluid orgànic, dóna lloc al model del cicle de Rankine orgànic simple (ORC) o amb regenerador (RORC). En aquest TFG es pretén fer la simulació de l'operació de cicles de Rankine orgànics sota el punt de vista termodinàmic. Per tant, en base amb això, les hipòtesis que es tenen en compte per a modelar els equipaments són:

1. Es desconsideren els canvis d'energia cinètica i potencial dels fluids entre la sortida i l'entrada de l'equipament.
2. Es desconsideren les pèrdues tèrmiques dels equipaments (i inclús de les canonades) cap a l'ambient, donat que es considera que aquests equipaments tenen un aïllament tèrmic adient.
3. Es desconsideren les pèrdues de càrrega o les pèrdues de pressió dels fluids en la seva circulació per les canonades.

Tenint en compte aquestes hipòtesis, el model de cada equipament es construeix a partir de les equacions dels balanços de massa i energia en estat estacionari aplicables a cada cas. En el cas de la turbina (o expansor) i la bomba es considera també l'equació del rendiment isentròpic de l'equipament i en el cas del regenerador es considera l'efectivitat o eficiència tèrmica del bescanviador de calor.

A continuació, en l'apartat 2.2. s'expliquen els diferents tipus de bescanviadors de calor presents en un Cicle Orgànic de Rankine amb totes les seves possibilitats de disseny i variacions.

## 2.2. BESCANVIADORS DE CALOR

Els bescanviadors de calor son dispositius que faciliten el flux d'energia tèrmica entre dos o més medis a diferents temperatures. Es fan servir en una ampla varietat d'aplicacions com per exemple producció d'energia, processos d'indústria química i alimentària, electrònica, enginyeria ambiental, recuperació de calor residual...

Els bescanviadors de calor es poden classificar segons diferents criteris:

- **Processos de transferència de calor:** contacte directe o indirecte.
- **Geometria de construcció:** tubs, plaques...
- **Mecanismes de disposició del flux :** Paral·lel, flux creuat...



### 2.2.1. PROCESSOS DE TRANSFERÈNCIA DE CALOR

Segons el tipus de procés de transferència de calor, els bescanviadors es classifiquen en:

- Contacte directe: En aquest tipus de bescanviador, la calor es transmet entre els fluids freds i calents a través d'un contacte directe entre els fluids. Es produeix un contacte íntim entre les dues corrents, cedint el corrent més càlid directament la seva calor a la corrent més freda. Aquest tipus de bescanviador s'utilitza naturalment quan les dos fases en contacte són mútuament insolubles i no reaccionen una amb l'altra. És per això que no es poden utilitzar en sistemes gas-gas.

Els bescanviadors de calor de contacte directe són de tres amplis tipus. Per una banda es troben els bescanviadors **gas-sòlid**:

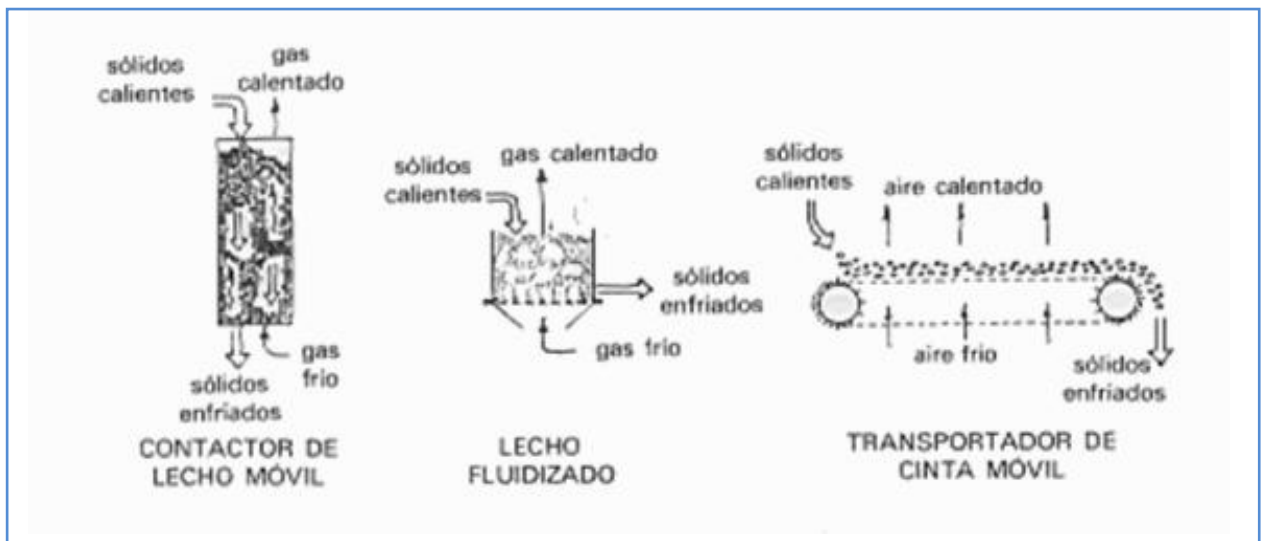


Figura 4: Exemples de bescanviadors de calor de contacte directe gas-sòlid [1]

Per altra banda, es troben els bescanviadors **fluid-fluid**, en el quals els dos fluids en contacte han de ser mútuament immiscibles.

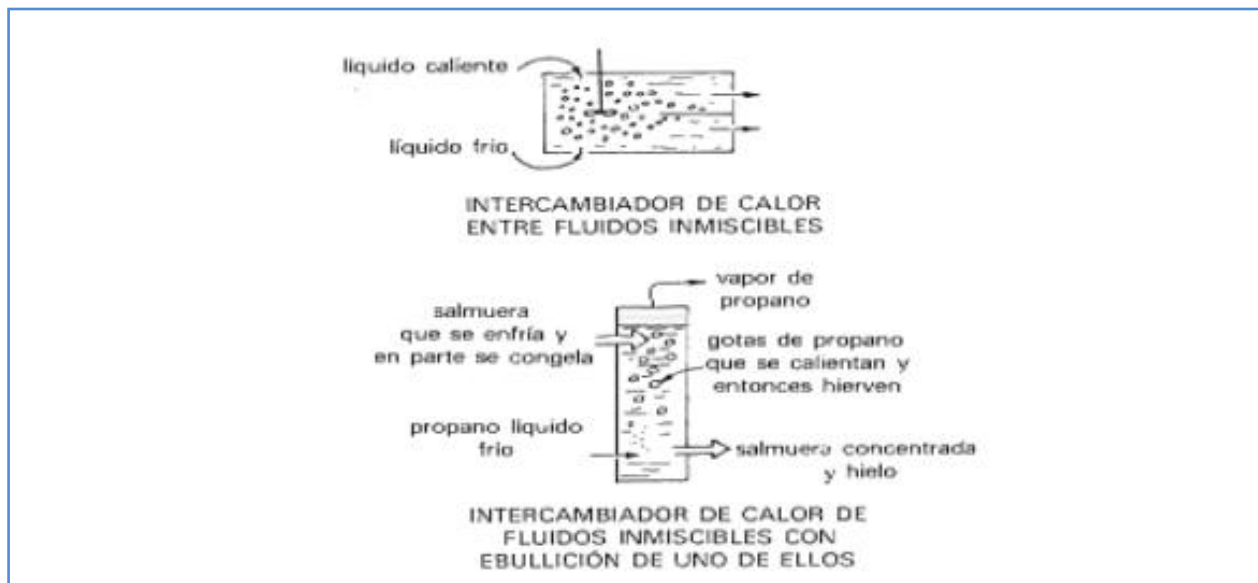


Figura 5: Exemples de bescanviadors de calor de contacte directe fluid-fluid [1]

Finalment, no sempre es necessari que els dos fluids en contacte siguin mútuament insolubles, aquest tipus de bescanviadors s'anomenen **gas-fluid**. En la figura 3 es mostren bescanviadors on un dels fluids circulants es dissol en l'altre. En particular, en els sistemes aire-aigua el bescanviador de contacte directe és de gran importància degut a que justament una de les fases (aigua) es dissol, o s'evapora, en l'altra fase (aire). Un clar exemple d'aquest tipus és una torre de refredament d'aigua, un dels bescanviadors més utilitzats en la indústria.

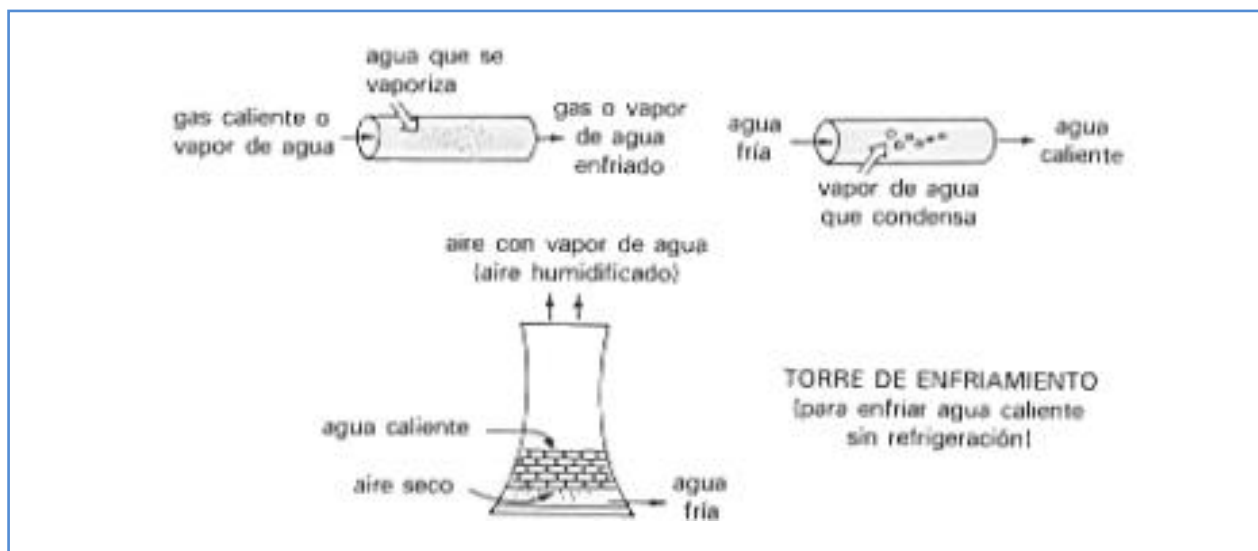


Figura 6: Exemples de bescanviadors de calor de contacte directe gas-fluid [1]

- Contacte indirecte: En aquest tipus de bescanviadors, l'energia és bescanviada entre els líquids freds i calents a través d'una transferència de calor. Les dues corrents circulen alhora i la calor es transmet a través d'un mur de separació. Els líquids no es barregen en cap moment.

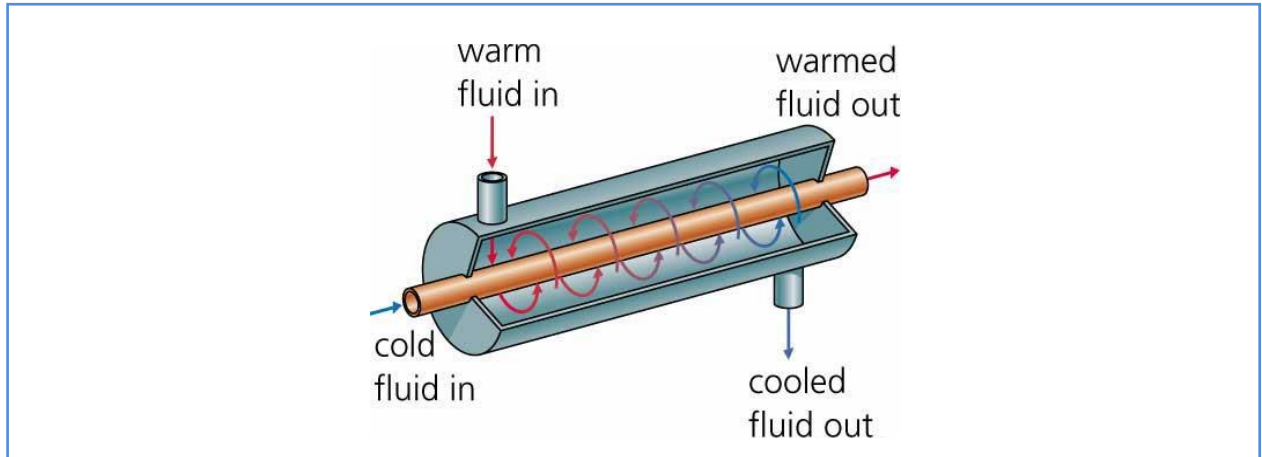


Figura 7: Bescanviador de contacte indirecte[14]

### 2.2.2. GEOMETRIA DE CONSTRUCCIÓ

- Bescanviadors de tubs concèntrics o doble tub: Els bescanviadors de calor de tub concèntric o doble tub són els més senzills que existeixen i estan construïts de tubs circulars. Un dels fluids travessa per l'interior dels tubs i l'altra per l'exterior del tub. Aquest tipus de bescanviador són molt flexibles en quant al seu disseny degut a que tant el diàmetre dels tubs, el nombre de tubs i la longitud dels tubs poden variar.

Existeixen dues possibles configuracions en quant a la direcció del flux dels fluids: El flux pot ser a **contracorrent** o bé en **paral·lel**. Quan es tracta de flux a contracorrent, els dos fluids entren per extrems oposats i flueixen en sentit contrari. En canvi, en el flux en paral·lel entren pel mateix costat i flueixen en el mateix sentit.

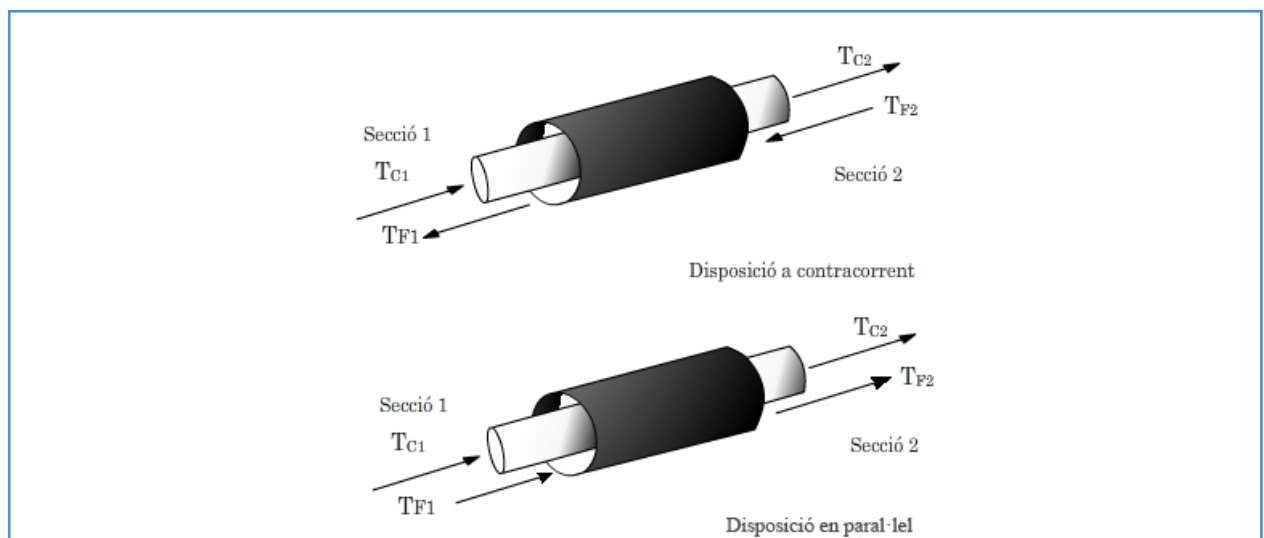


Figura 8: Disposició a contracorrent i en paral·lel en bescanviadors de tubs concèntrics [14]

- **Bescanviador de carcassa i tub:** Aquest tipus de bescanviador és un dels més utilitzats en la indústria. Està compost per una carcassa i un nombre determinat de tubs. Es classifiquen segons el nombre de vegades que passa el fluid per la carcassa i pel nombre de vegades que flueix el fluid pels tubs..

La disposició dels tubs a l'interior de la carcassa pot ser diferenciada segons el seu ajust:

- **Ajust quadrat:** Aquesta configuració permet una millor neteja dels tubs. També fa que hi hagi una menor caiguda de pressió en el costat de la carcassa.

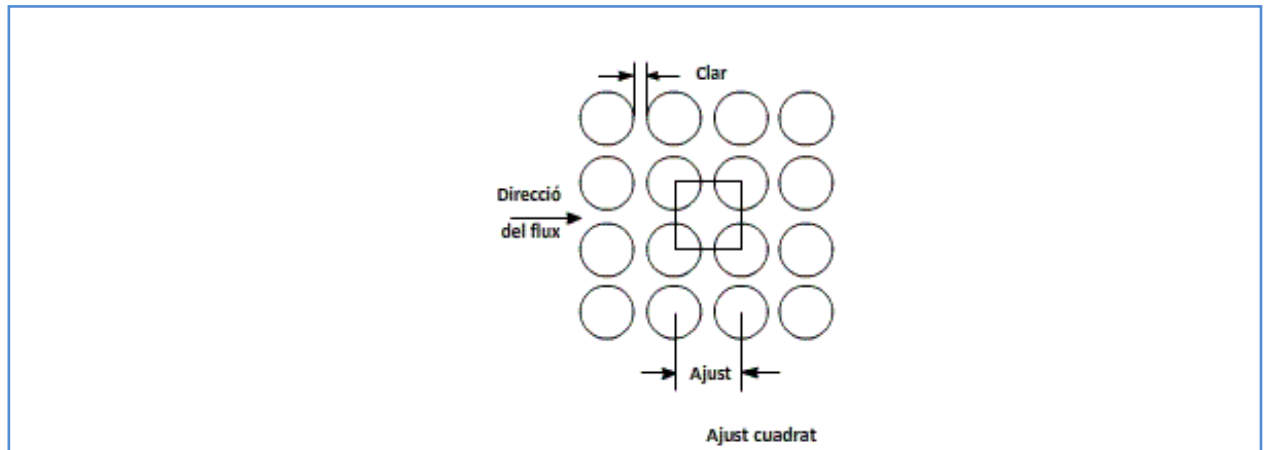


Figura 9: Configuració d'ajust quadrat [21]

- **Ajust quadrat girat:** Els avantatges d'aquesta distribució dels tubs són els mateixos que per l'ajust quadrat.

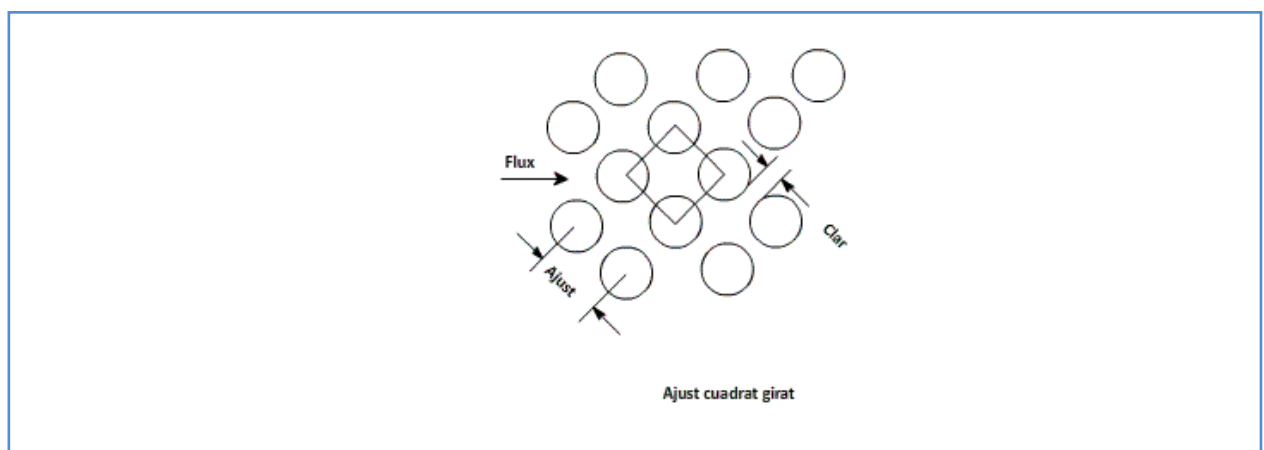


Figura 10: Configuració d'ajust quadrat girat [21]

- **Ajust triangular.** S'aconsegueix una major superfície de transferència de calor que amb l'ajust quadrat. Si la distància de centre a centre dels tubs és molt petita, no es pot netejar.

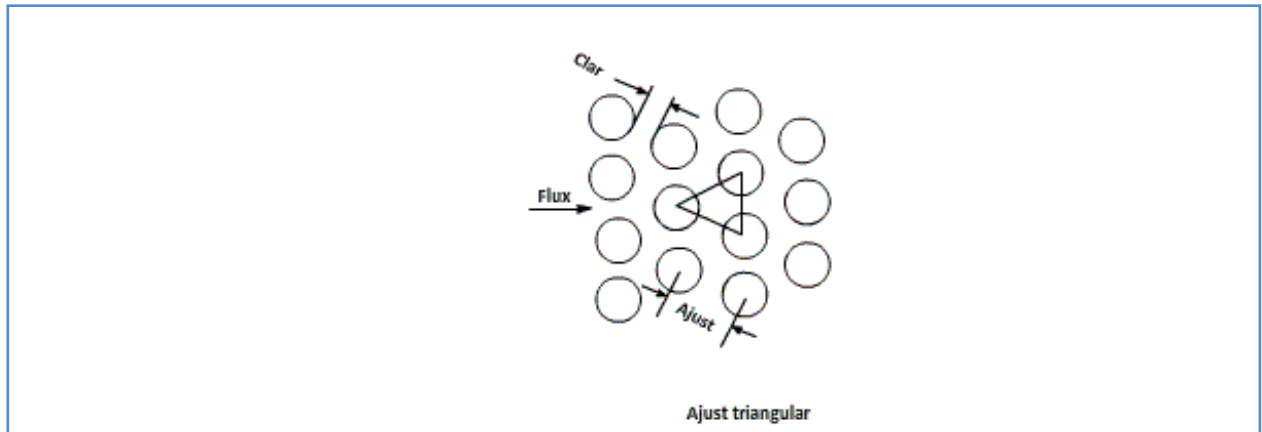


Figura 11: Configuració d'ajust triangular [21]

- Bescanviadors de calor de plaques: Els bescanviadors de calor de plaques estan formats de fines plaques que formen canals de flux. Els dos líquids estan separats per plaques planes i es poden utilitzar per a transferir calor per a qualsevol combinació de gas o líquid. Aquest tipus de bescanviador es pot classificar en:
  - Placa sepultada
  - Placa en espiral
  - Lamel·la

En les figures 12 i 13 es mostren dos de les configuracions típicament utilitzades per aquests bescanviadors.

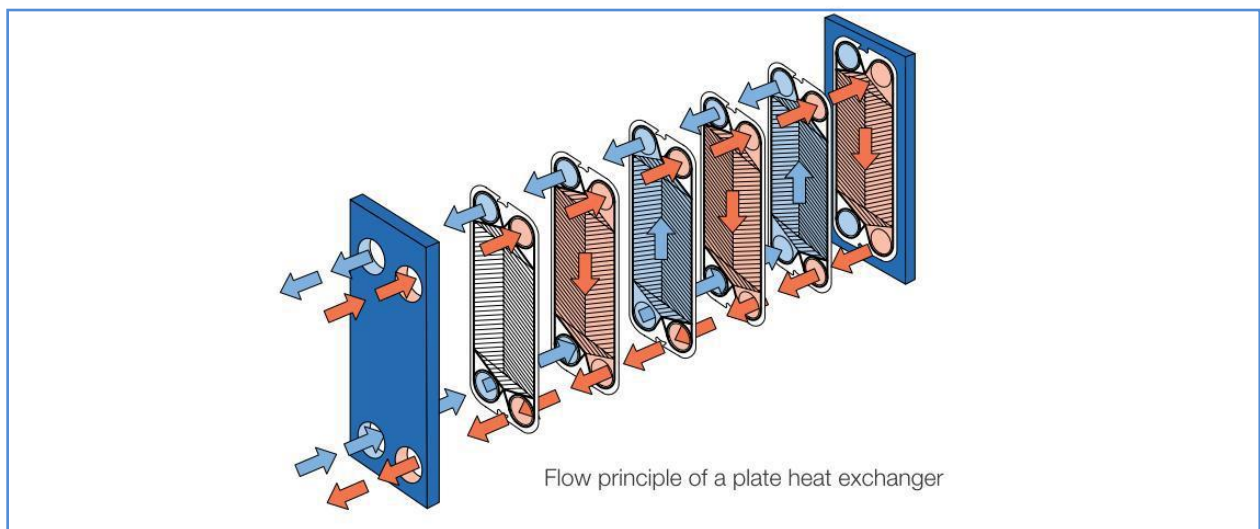


Figura 12: Bescanviador de calor de plaques en disposició de placa sepultada [21]

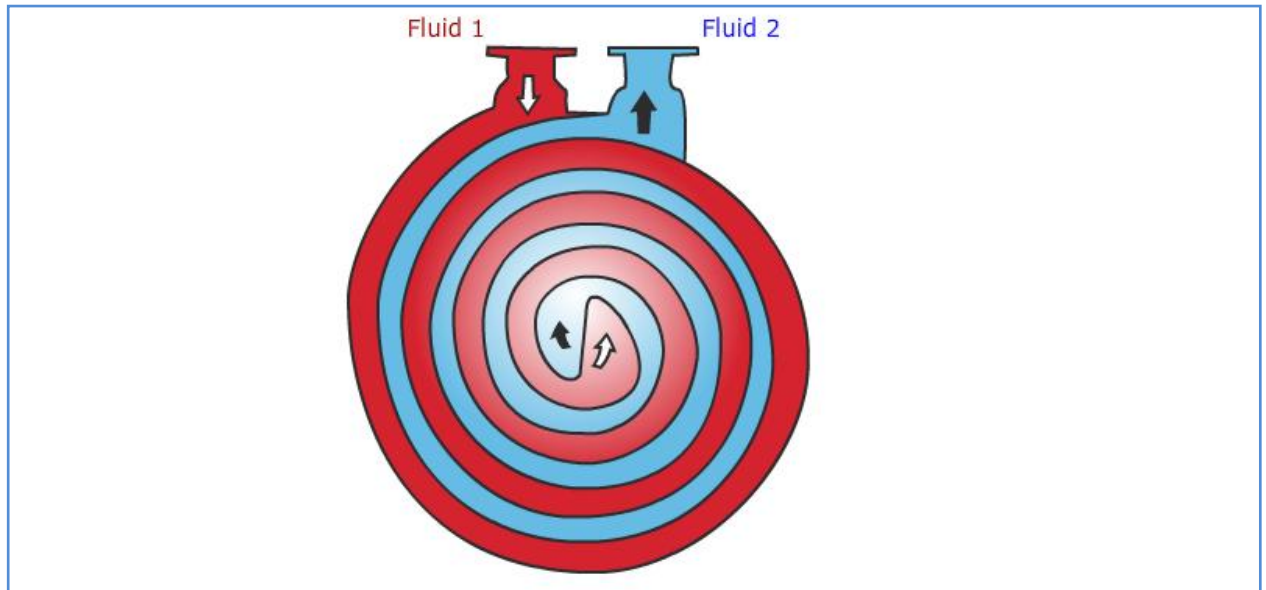


Figura 13: Bescanviador de calor de plaques en disposició d'espiral [21]

- **Bescanviadors de calor compactes:** Aquest tipus de bescanviador de calor son dispositius en els quals s'utilitzen aletes o apèndix per a realitzar la transferència de calor amb l'objectiu d'augmentar la superfície de transferència tèrmica. Es conegut que el coeficient de transferència de calor dels gasos es molt menor que el dels líquids, per això, les superfícies de transferència de calor amb aletes són més utilitzades amb gasos per augmentar la superfície de transferència tèrmica. Les aletes son àmpliament utilitzades en sistemes amb fluxos gas-gas o bé gas-líquid.

Els dos tipus més comuns de bescanviadors de superfície utilitzats són:

- Placa fina
- Tub fi

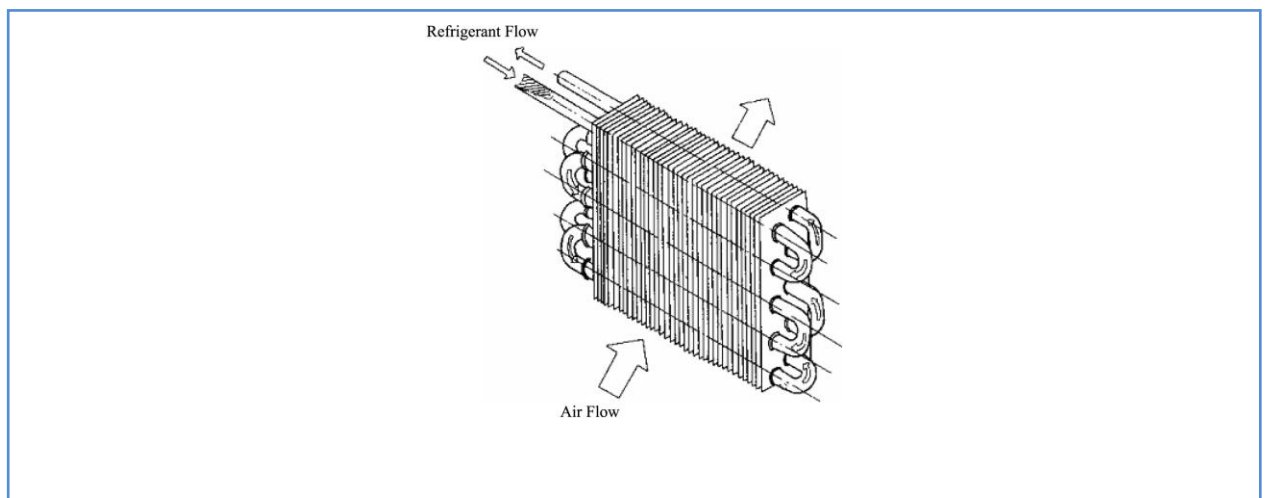


Figura 14: Bescanviador de calor compacte de placa fina [21]

### 2.2.3. DISPOSICIONS DEL FLUX

Els bescanviadors de calor es poden classificar segons la trajectòria del flux de líquid a través del bescanviador. Les tres configuracions bàsiques són:

- Flux paral·lel: En els bescanviadors de calor de flux paral·lel, les dues corrents del fluid entren juntes per un extrem, flueixen pel bescanviador en la mateixa direcció i surten finalment per l'altra extrem.

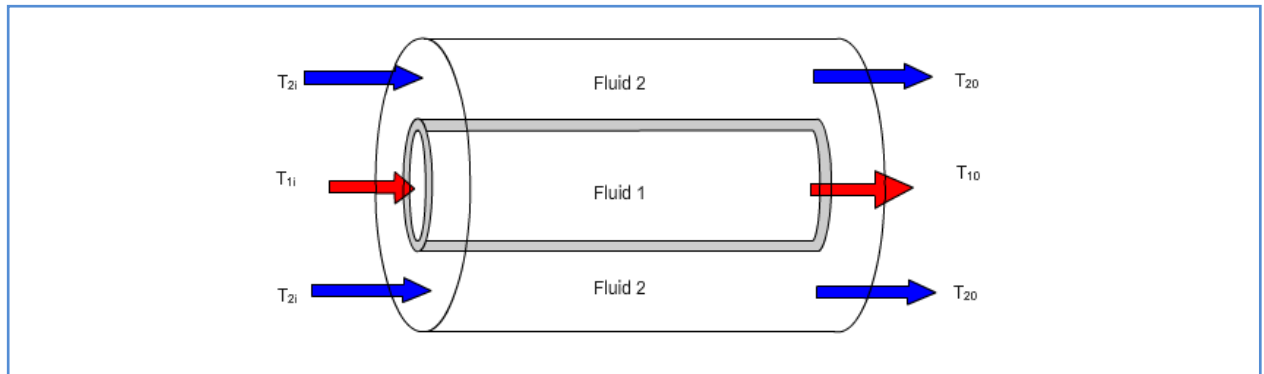


Figura 15: Bescanviador de calor amb disposició de flux en paral·lel [21]

- Contracorrent: En els bescanviadors a contracorrent ( contra flux ), els dos fluids són corrents en direccions oposades.

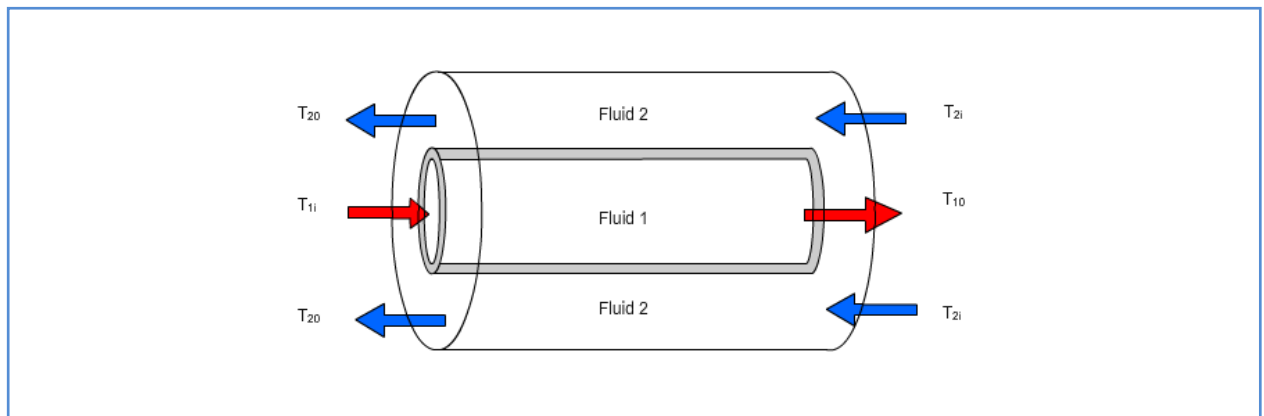


Figura 16: Bescanviador de calor amb disposició de flux a contracorrent [21]

- Flux combinat: En els bescanviadors de flux combinat es dona la possibilitat de que algun dels fluids tingui les dues configuracions, contracorrent i paral·lel, en el mateix equip.

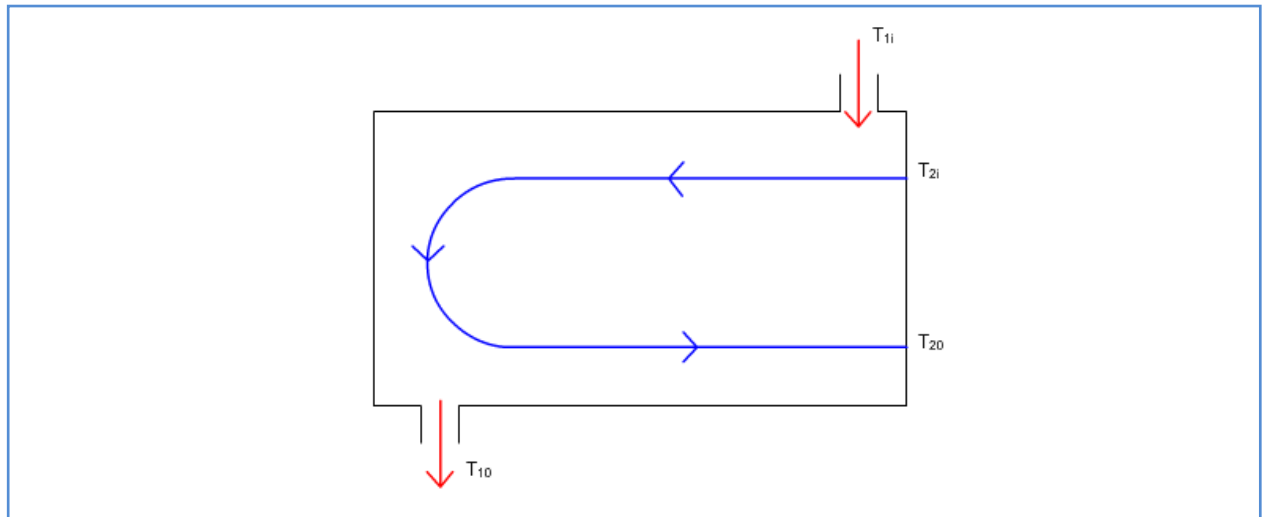


Figura 17: Bescanviador de calor amb disposició de flux combinat [21]

- **flux creuat:** En els bescanviadors de calor de flux creuat, un fluid flueix a través de la superfície de transferència de calor formant un angle recte amb la trajectòria de l'altra fluid. Aquest tipus de disposició es àmpliament utilitzada sobretot en bescanviadors de calor de carcassa i en bescanviadors de calor amb deflectors.

El flux creuat es classifica en **mesclat** si un dels fluids flueix lliurement en direcció ortogonal a l'altre sense restriccions i en **no mesclat** quan es disposen unes plaques per guiar el flux d'un dels fluids.

En les figures 18 i 19 es mostra un exemple per a cada una d'aquestes disposicions de flux en els bescanviadors.

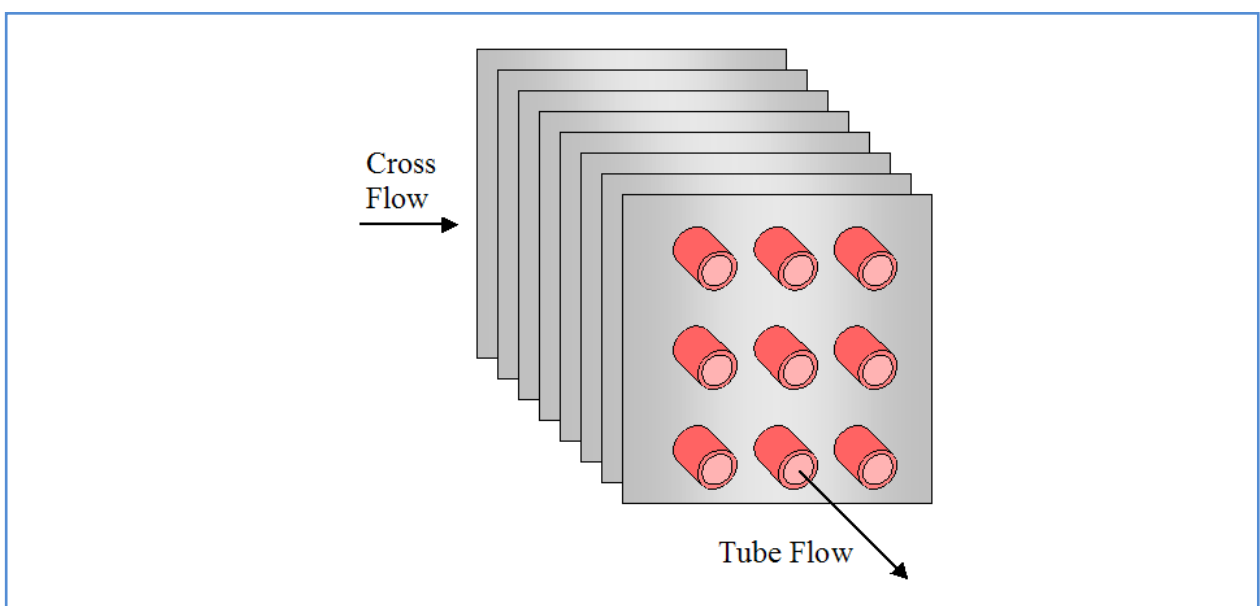


Figura 18: bescanviador de calor amb disposició de flux creuat no mesclat [21]



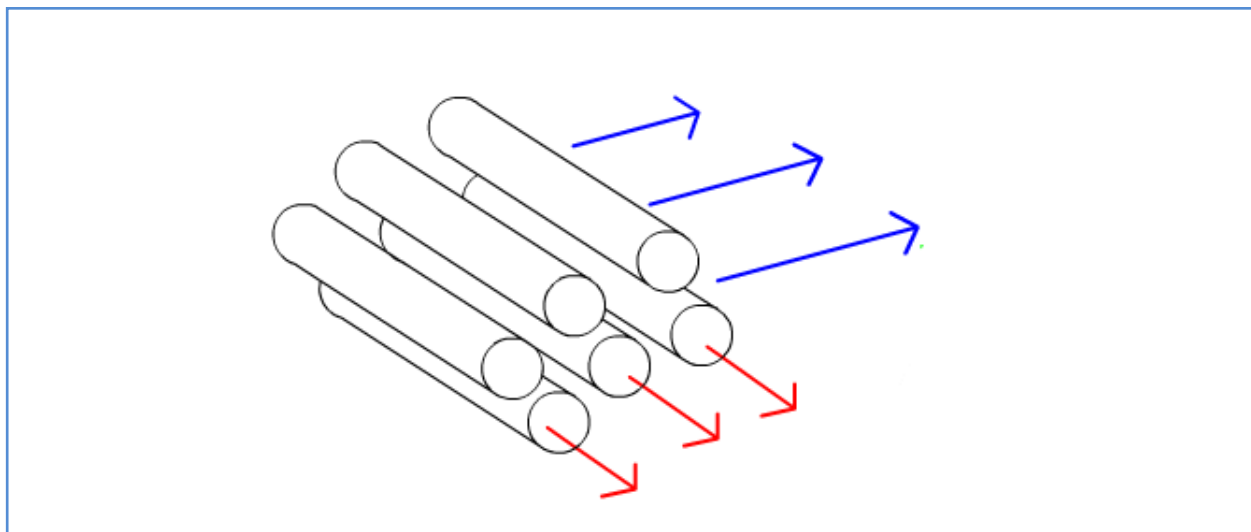


Figura 19: Bescanviador de calor amb disposició de flux creuat mesclat [21]

#### 2.2.4. SELECCIÓ DEL BESCANVIADOR DE CALOR ADEQUAT PER UN CICLE ORC

A l'hora d'escollir el tipus bescanviador adequat per a satisfer les necessitat en un cicle orgànic de Rankine, el criteri bàsic per a la selecció d'un bescanviador de calor a partir de variis disponibles és el següent:

- El bescanviador de calor ha de satisfer les especificacions del procés. S'ha de poder seguir circulant fluid orgànic fins la pròxima parada programada de la planta pel manteniment.
- El bescanviador ha de resistir les condicions de servei de l'entorn de la planta. També ha de resistir la corrosió deguda a les corrents del procés i de servei, així com les del medi ambient.
- El bescanviador ha de tenir un fàcil manteniment. Aquest fet implica generalment la elecció d'una configuració que permeti la neteja i la substitució dels components que poden ser especialment febles a la corrosió, erosió o vibració. Aquest fet marcarà el posicionament del bescanviador i el requisit de l'espai al seu voltant.
- El bescanviador ha de ser rentable. Els costos d'operació i manteniment, incloent la pèrdua de producció degut al bescanviador, han de ser calculats i el bescanviador ha de costar el menys possible.
- És possible que hi hagin limitacions en les configuracions del diàmetre del bescanviador, longitud, pes i tubs degut als requeriments del lloc, condicions o altres serveis considerats.

## 2.3. CONDENSADOR

El condensador és un dispositiu o unitat que actua com un bescanviador de calor ja que implica una transferència de calor entre dos fluids. La funció d'aquest dispositiu és produir una condensació per refredament de la substància i transformar-la d'un estat gasós a un estat líquid.

El mètode d'operació consisteix en l'eliminació de la calor del gas o vapor. La condensació del vapor a temperatura i pressió alta es realitza gràcies a l'aigua (o líquid) de refrigeració que absorbeix calor quan passa a través del condensador, escalfant-se. El vapor surt del condensador com a líquid saturat o líquid sub refredat.

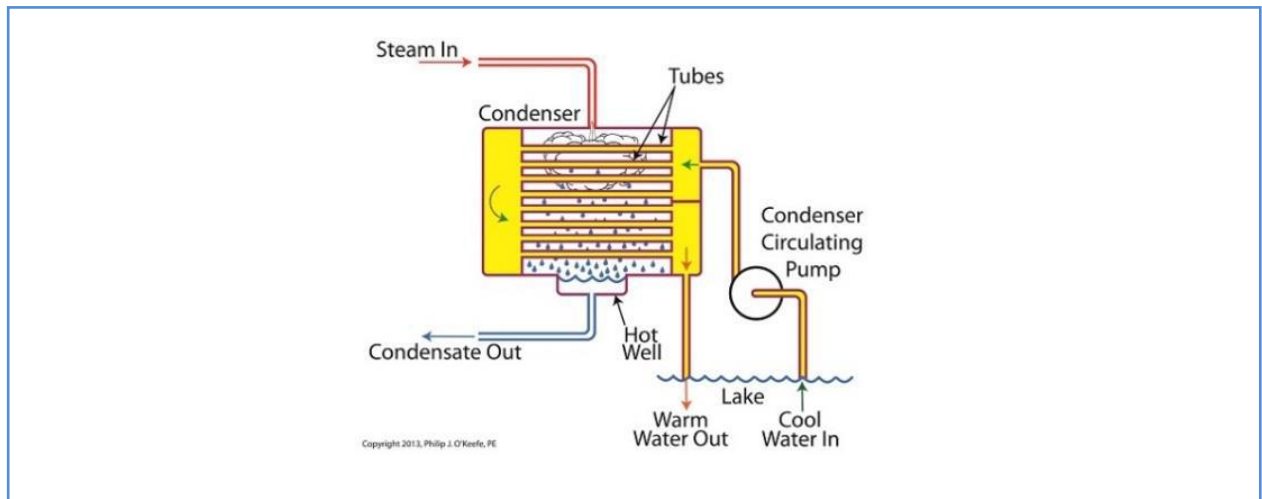


Figura 20: Representació gràfica del funcionament d'un condensador [21]

Normalment, el condensador és utilitzat en plantes de generació d'energia i també en plantes de refrigeració, ja que són sistemes implicats generalment en la transferència de calor. El condensador pot tenir nombrosos dissenys i s'han inventat condensadors que van des de la mida de la mà fins a grans unitats a escala industrial que es poden utilitzar en processos de la planta.

Segons el nombre de passos, els condensadors poden ser:

- D'un sol pas: Hi ha una sola entrada i una única sortida d'aigua en cada costat del condensador. És molt utilitzada en circuits oberts de refrigeració.
- De dos passos: L'aigua entra i surt dos cops en el cos del condensador amb l'objectiu de provocar la funció refrigerant.

Segons el nombre de cossos, els condensadors poden ser:

- D'un sol cos: el condensador té una sola carcassa.
- De dos cossos: el condensador té dos carcasses independents. Aquesta disposició permet funcionar solament amb mig condensador.

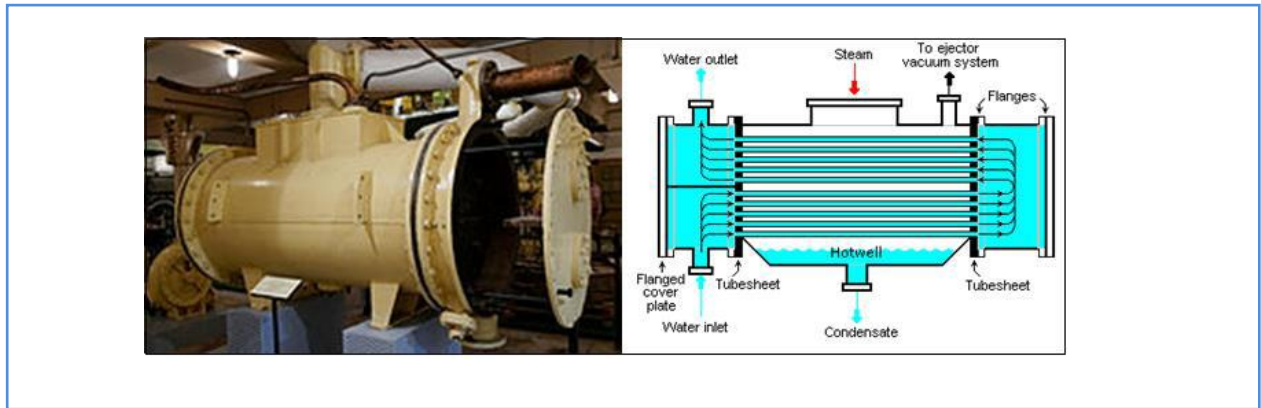


Figura 21: Condensador d'un sol cos de dos passos [21]

### 2.3.1. MODELAT MATEMÀTIC DEL CONDENSADOR

Per a dur a terme el modelat del condensador en les simulacions que s'han efectuat en el projecte, s'utilitza el sistema complet pel mètode LMTD (diferència de temperatura mitjana logarítmica) per al condensador.

La transferència de calor en el condensador es pot dur a terme a través de tres zones: La zona de reescalfament, on el vapor del fluid orgànic es redueix a vapor saturat, la zona de condensació, en la qual el fluid orgànic es condensa a partir de vapor saturat a líquid saturat i la zona de refredament, en la qual el líquid saturat es refreda a una temperatura per sota de la de saturació.

Així doncs, a continuació es mostren les expressions dels calors de condensació en cada un dels trams definits per al modelat complet.

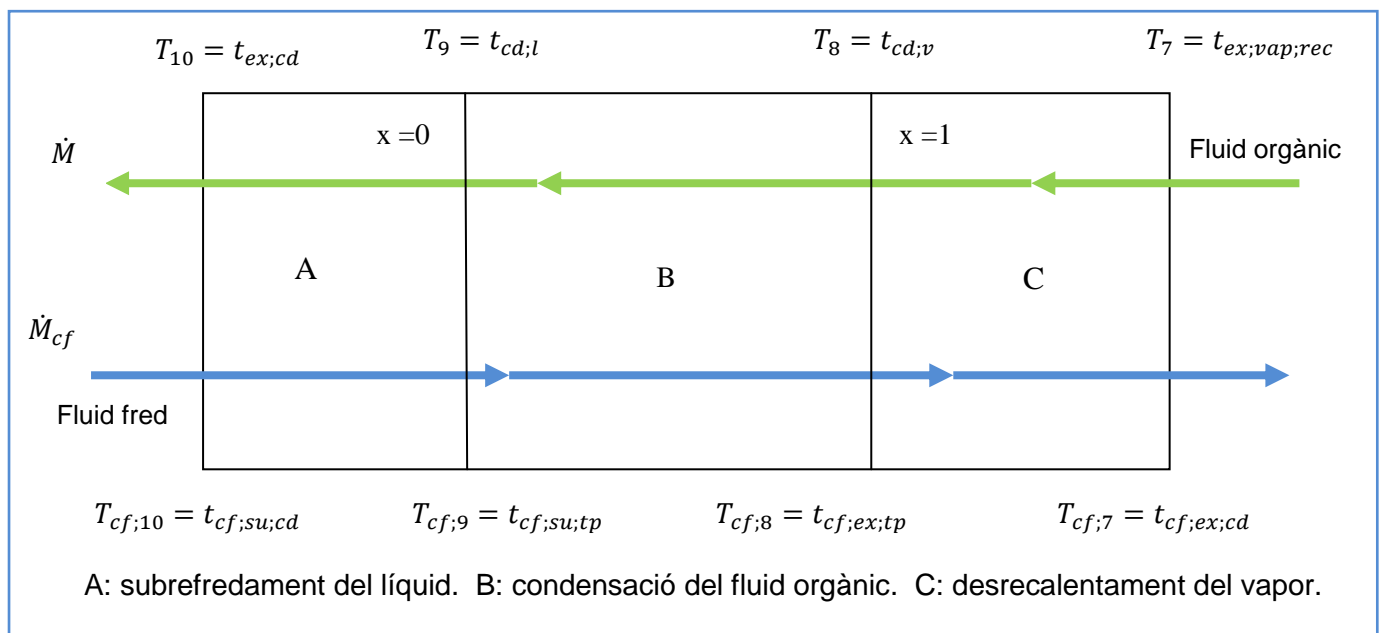


Figura 22: Representació esquemàtica del condensador

La nomenclatura utilitzada en la Figura 22 és la següent:

*su*: entrada al bescanviador

*ex*: sortida del bescanviador

*cd*: condensador

*cf*: fluid fred

*tp*: dues fases (líquid saturat / vapor saturat)

*l*: líquid

*v/vap*: vapor

*rec*: recuperador

$$\dot{Q}_{cd;cf;A} = \dot{M}_{cf} \cdot (h_{cf;su;tp} - h_{cf;su;cd}) \quad [2.1]$$

$$\dot{Q}_{cd;cf;B} = \dot{M}_{cf} \cdot (h_{cf;ex;tp} - h_{cf;su;tp}) \quad [2.2]$$

$$\dot{Q}_{cd;cf;C} = \dot{M}_{cf} \cdot (h_{cf;ex;cd} - h_{cf;ex;tp}) \quad [2.3]$$

On per a les equacions anteriors, la nomenclatura és la següent:

$\dot{Q}_{cd}$  : Correspon a la calor cedida durant l'intercanvi de calor en cada un dels trams del condensador en W.

$\dot{M}_{cf}$  : Correspon al cabal màssic del fluid fred que circula com a fluid secundari al condensador en kg/s.

$h_{cf}$  : Correspon a l'entalpia del fluid refrigerant que circula com a fluid secundari a cada un dels punts on es separen els tres trams del condensador en J/Kg.

A partir d'obtenir la calor cedida per a cada part del condensador, es pretén trobar la LMTD per a cada part del bescanviador. Per fer-ho, primerament s'avaluen les diferències de temperatura a cada un dels punts del cicle orgànic de Rankine bàsic que es troba a l'ANNEX A.5.1. i es calcula la LMTD per a cada tram. Els punts en els quals treballa el condensador són ( 7, 8, 9, 10 ).

El modelat realitzat per al condensador correspon al model en el qual el bescanviador es divideix en les tres fases possibles. Existeixen casos on una de les fases pot no estar present com per exemple pot ser que no existeixi sub refredament a la sortida del condensador. D'aquesta manera el modelat realitzat és per a un cas general on existeixen les 3 fases.

Tram A:

$$\Delta T_1 = T_{ex;cd} - T_{cf;su;cd} \quad [2.4]$$

$$\Delta T_2 = T_{cd;l} - T_{cf;su;tp} \quad [2.5]$$

On  $T_{ex;cd}$  correspon a la temperatura de sortida del fluid orgànic del condensador, equivalent al punt 10 en el diagrama del cicle ORC en °C.  $T_{cf;su;cd}$  correspon a la temperatura d'entrada del fluid refrigerant secundari al condensador, corresponent també al punt 10 en el cicle.

Per altra banda  $T_{cd;l}$  correspon al punt 9 del cicle, sent la temperatura entre la zona (A) i (B) en el fluid orgànic.  $T_{cf;su;tp}$  fa referència al punt 9 però per la part del fluid refrigerant secundari.

$$LMTD_A = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left[ \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right]} \quad [2.6]$$

A partir d'obtenir la LMTD per al tram (A), s'aprofita per calcular també el factor  $U \cdot A$  del condensador per aquest mateix tram en W/K. Així doncs el càlcul és el següent:

$$UA_{cd;A} = \frac{\dot{Q}_{cd;cfA}}{LMTD_A} \quad [2.7]$$

Tram B:

$$\Delta T_3 = T_{cd;v} - T_{cf;ex;tp} \quad [2.8]$$

On les dues temperatures pertanyen al punt 8 del cicle en el condensador, sent aquest punt la separació entre el tram (B) i (C) en el mateix.

Així doncs, la LMTD per al tram (B) és la següent:

$$LMTD_B = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_2}{\ln \left[ \frac{\Delta T_3}{\Delta T_2} \right]} \quad [2.9]$$

A partir d'obtenir la LMTD per al tram (B), s'aprofita novament per calcular també el factor  $U \cdot A$  del condensador per aquest mateix tram. Així doncs el càlcul és el següent:

$$UA_{cd;B} = \frac{\dot{Q}_{cd;cf;B}}{LMTD_B} \quad [2.10]$$

Tram C:

$$\Delta T_4 = T_{ex;vap;rec} - T_{cf;ex;cd} \quad [2.11]$$

On ambdues temperatures corresponen al punt 7 en el diagrama del cicle al condensador, sent aquest el punt d'entrada del vapor sobreescalfat al condensador i la sortida per al fluid refrigerant secundari.

$$LMTD_C = \frac{\Delta T_4 - \Delta T_3}{\ln \left[ \frac{\Delta T_4}{\Delta T_3} \right]} \quad [2.12]$$

Així doncs, a partir d'haver calculat la LMTD per al tram (C), s'aprofita novament per calcular també el factor U·A del condensador per aquest mateix tram. El càlcul és el següent:

$$UA_{cd;C} = \frac{\dot{Q}_{cd;cf;C}}{LMTD_C} \quad [2.13]$$

Finalment, un cop s'ha avaluat el condensador tram a tram, es calcula la LMTD total del condensador a partir de la formula següent:

$$LMTD_{total} = \frac{\dot{Q}_{total;cd}}{UA_{total;cd}} \quad [2.14]$$

De la qual tant la calor total cedida com el factor U·A total corresponen a la suma parcial de cada tram. D'aquesta manera:

$$UA_{total;cd} = UA_{cd;A} + UA_{cd;B} + UA_{cd;C} \quad [2.15]$$

$$\dot{Q}_{total;cd} = \dot{Q}_{cd;cf;A} + \dot{Q}_{cd;cf;B} + \dot{Q}_{cd;cf;C} \quad [2.16]$$

D'altra banda, el balanç d'energia global en el **condensador** aplicat al fluid fred (dissipador d'energia) i al fluid orgànic condueix respectivament a les següents equacions:

$$\text{Fluid fred (cf):} \quad \dot{Q}_{total;cd} = \dot{Q}_{cd;cf} = \dot{M}_{cf} \cdot (h_{cf;ex;cd} - h_{cf;su;cd}) \quad [2.17]$$

$$\text{Fluid orgànic:} \quad \dot{Q}_{total;cd} = \dot{M} \cdot (h_{ex;vap;rec} - h_{ex;cd}) \quad [2.18]$$

## 2.4. EVAPORADOR

En qualsevol sistema que implica la transferència de calor, normalment s'utilitza un evaporador. En principi de l'evaporador es el contrari al condensador. Aquest dispositiu s'utilitza per a convertir el fluid de treball en estat líquid en forma de gas mitjançant la absorció de calor des de l'aire en el compartiment.

És un bescanviador de calor encarregat de passar de líquid a vapor un determinat fluid, en el nostre cas el fluid orgànic del cicle, per absorció de calor procedent d'un fluid calent. Habitualment els evaporadors són de carcassa i tubs o bé de plaques. En el cas d'un evaporador de carcassa-tubs un dels fluids (el fluid a evaporar o bé el fluid calent) passa pels tubs i l'altre (el fluid calent o bé el fluid a evaporar) passa per la carcassa. La carcassa és un cos cilíndric a l'interior de la qual es troba el feix de tubs.

Els dos grans grups que formen els evaporadors són els següents:

- Evaporador de tubs horitzontals: El vapor que s'utilitza com a calefactor és vapor d'aigua en estat saturat que cedeix la seva calor de condensació i surt en estat líquid a la mateixa pressió i temperatura d'entrada. S'anomena evaporador de tubs horitzontals degut a que els tubs estan col·locats horitzontalment.

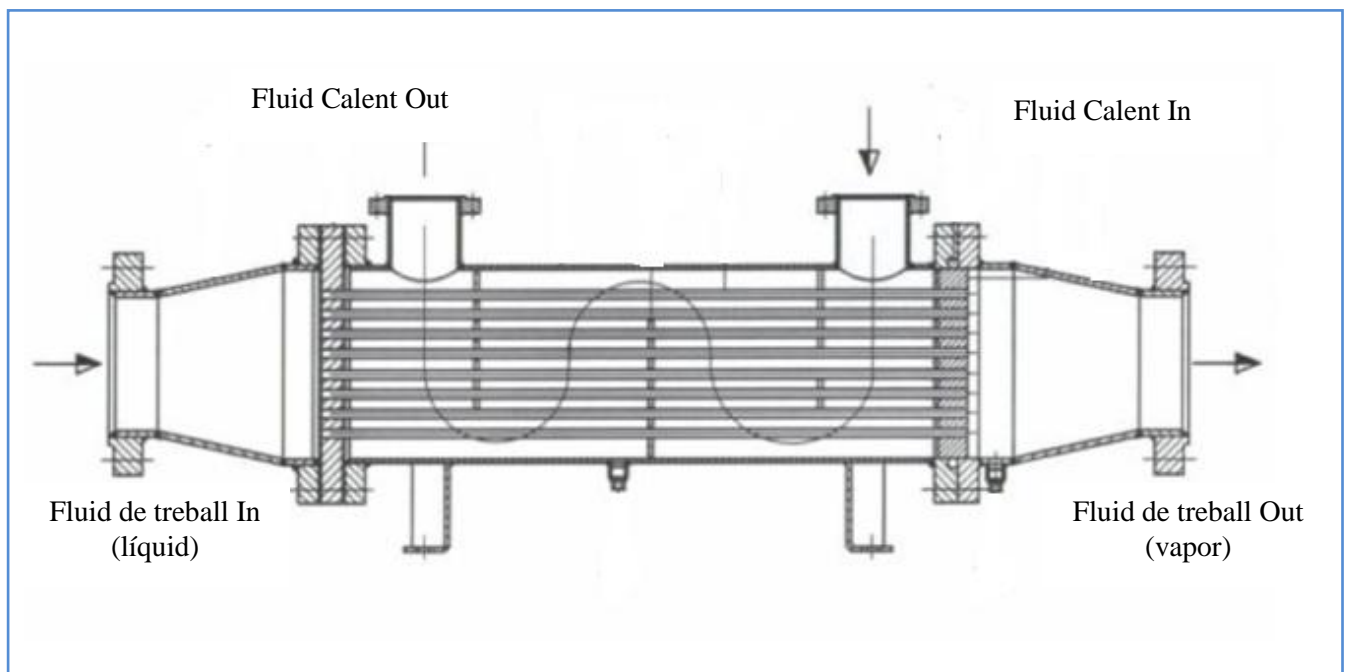


Figura 23: Evaporador de carcassa-tubs de tubs horitzontals de possible ús en els ORC (\*)

(\*) Adaptada de [http://www.frigotherm.co.za/shell\\_tube\\_heat\\_exchangers.htm](http://www.frigotherm.co.za/shell_tube_heat_exchangers.htm)



- Evaporador de tubs verticals: Aquest tipus d'evaporadors s'anomenen així degut a que els tubs estan posats verticalment dins de la carcassa.

Dins d'aquest grup trobem dos tipus d'evaporadors:

- **Evaporador estàndard**: Aquest tipus d'evaporador és un dels més coneguts i utilitzats en la indústria química i petroquímica. L'evaporació té lloc dins dels tubs, El vapor calefactor entra per sobre del feix de tubs i surt en estat d'aigua condensada.

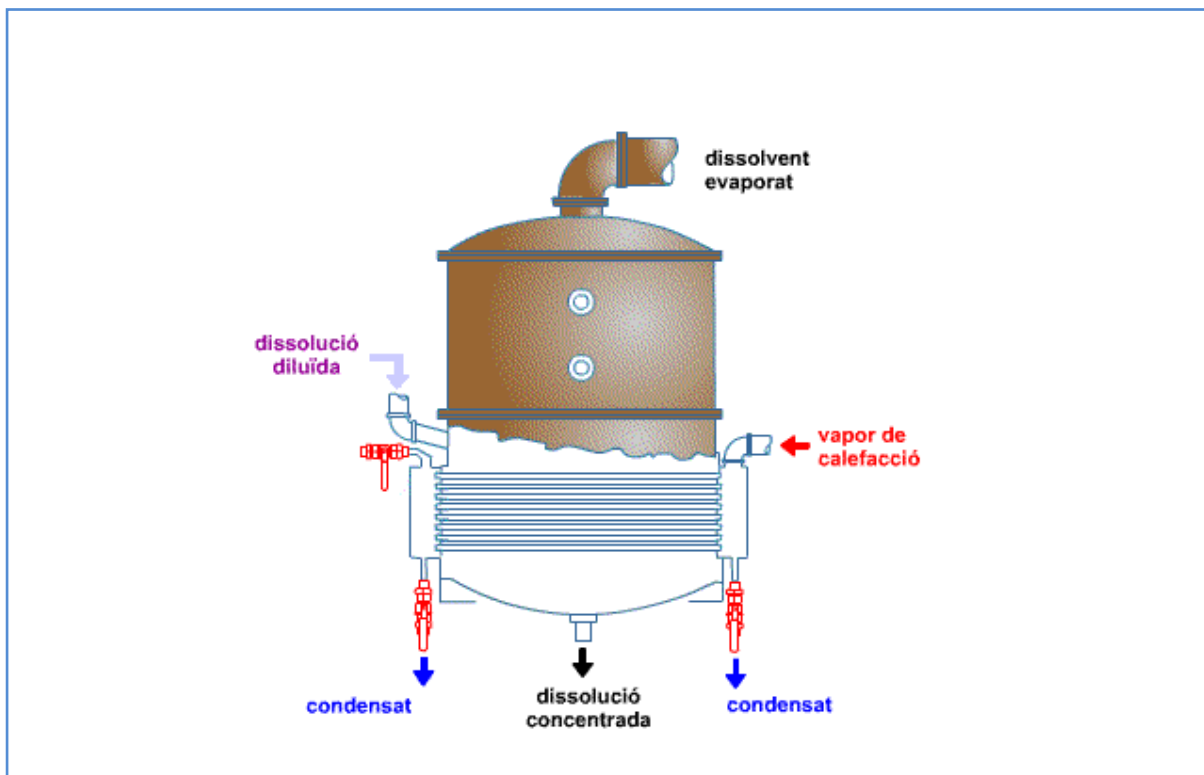


Figura 24: Evaporador de tubs horitzontals estàndard usat en la concentració de dissolucions [21]

- **Evaporador de cistella:** Aquest tipus d'evaporador de tubs verticals es caracteritza perquè la carcassa té forma cònica. És molt utilitzat quan l'objectiu que es pretén és portar l'evaporació a l'extrem, és a dir, aconseguir evaporar tot el dissolvent de la dissolució diluïda i obtenir cristalls. No obstant, aquest tipus d'evaporador no són utilitzats en els cicles ORC.

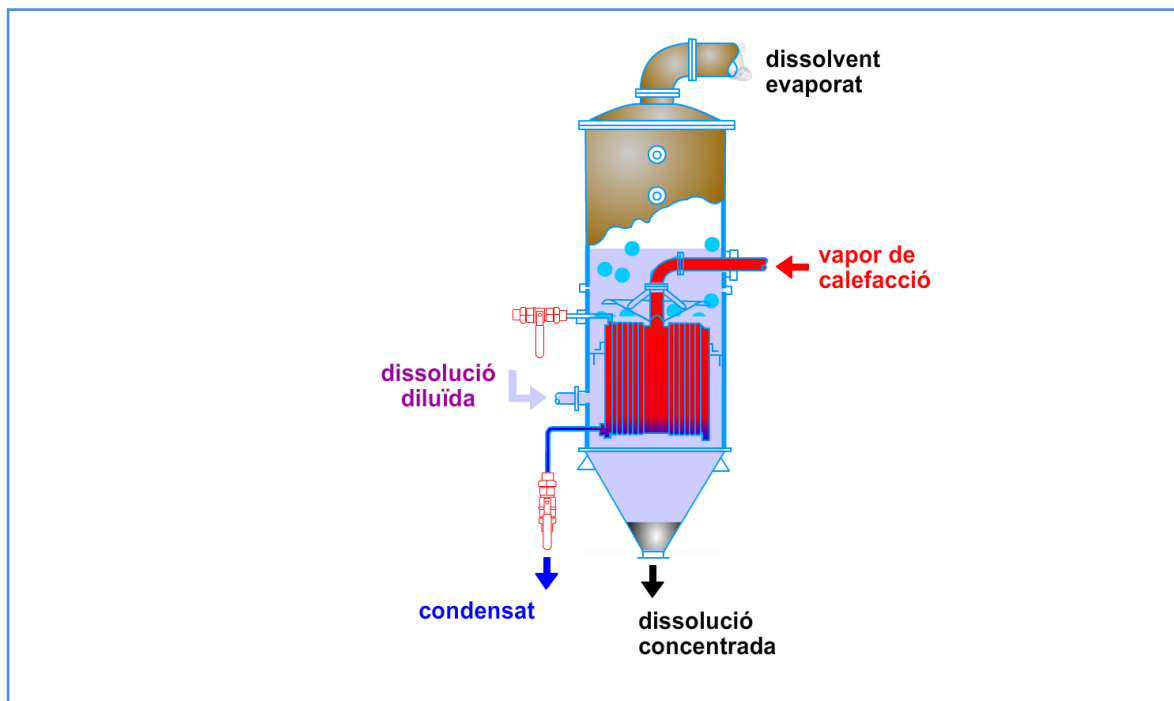


Figura 25: Evaporador de tubs verticals de cistella usat en la concentració de dissolucions [21]

### 2.4.1. MODELAT MATEMÀTIC DE L'EVAPORADOR

Per a dur a terme el modelat matemàtic de l'evaporador, de la mateixa manera que s'ha realitzat pel cas del condensador, s'utilitza el sistema complet mitjançant el mètode de la diferència de temperatura logarítmica mitjana (LMTD). De la mateixa manera que al condensador, l'evaporador es troba dividit en tres zones (A), (B) i (C) les expressions de les quals es troben a continuació.

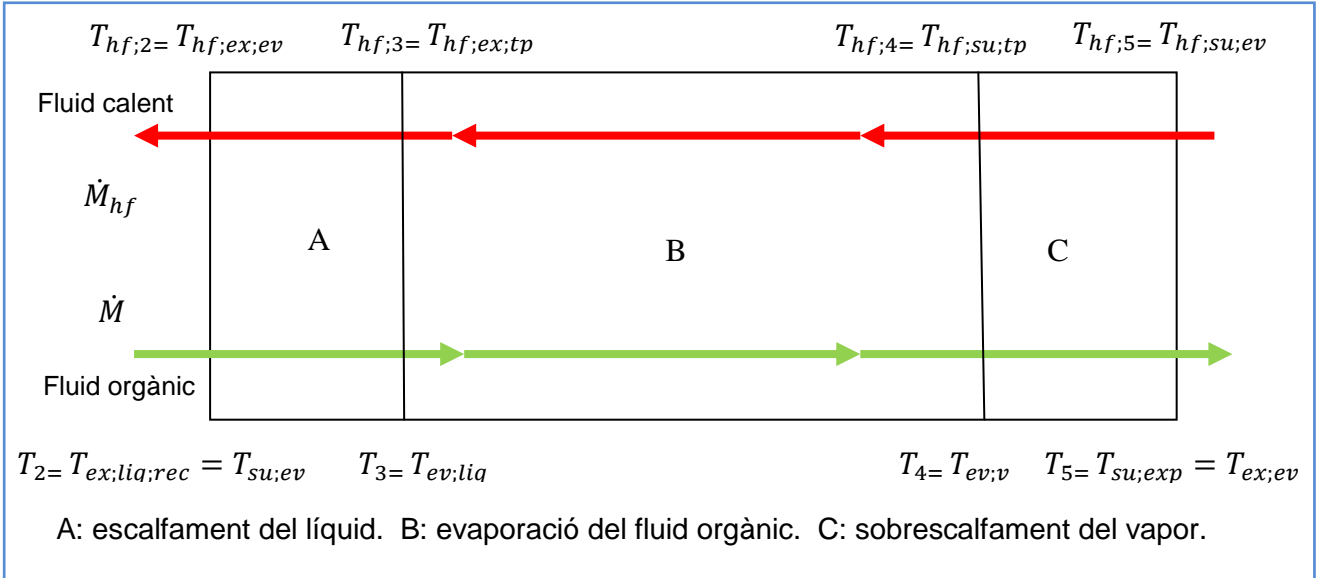


Figura 26: Representació de l'evaporador i les seves parts.

La nomenclatura utilitzada en la Figura 26 és:

*su*: entrada al bescanviador  
*ex*: sortida del bescanviador  
*ev*: evaporador  
*hf*: fluid calent  
*tp*: doble fase  
*liq*: líquid  
*v/vap*: vapor  
*exp*: expansor  
*rec*: recuperador

$$\dot{Q}_{ev;re;A} = \dot{M} \cdot (h_{ev;liq} - h_{su;ev}) \quad [2.19]$$

$$\dot{Q}_{ev;re;B} = \dot{M} \cdot (h_{ev;v} - h_{ev;liq}) \quad [2.20]$$

$$\dot{Q}_{ev;re;C} = \dot{M} \cdot (h_{ex;ev} - h_{ev;v}) \quad [2.21]$$

On per a les equacions anteriors, la nomenclatura és la següent:

$\dot{Q}_{ev}$  : Correspon a la calor absorbida durant l'intercanvi de calor en cada un dels trams de l'evaporador en W.

$\dot{M}$  : Correspon al cabal màssic del fluid orgànic que circula com a fluid principal a l'evaporador Kg/s.

$h_{ev}$  : Correspon a l'entalpia del fluid orgànic que circula com a fluid principal a cada un dels punts on es separen els tres trams de l'evaporador J/Kg.

A partir d'obtenir la calor absorbida per a cada tram de l'evaporador, es pretén trobar la LMTD individual per a cada part del bescanviador. Per fer-ho, primerament s'avaluen les diferències de temperatura a cada un dels punts del cicle Orgànic de Rankine bàsic que es troba a l'ANNEX A.5.1 i es calcula la LMTD per a cada tram. Els punts sota els quals treballa l'evaporador són ( 2, 3, 4, 5).

El modelat realitzat per a l'evaporador correspon al model en el qual l'evaporador es divideix en les tres fases possibles. Existeixen casos on una de les fases pot no estar present com per exemple pot ser que no existeixi sobre escalfament a la sortida de l'evaporador. D'aquesta manera el modelat realitzat és per a un cas general on existeixen les 3 fases.

Tram A:

$$\Delta T_5 = T_{hf;ex;ev} - T_{ex;liq;rec} \quad [2.22]$$

$$\Delta T_6 = T_{hf;ex;tp} - T_{ev;liq} \quad [2.23]$$

On  $T_{hf;ex;ev}$  correspon a la temperatura de sortida del fluid secundari de l'evaporador en °C, equivalent al punt 2 en el diagrama del cicle ORC.  $T_{ex;liq;rec}$  correspon a la temperatura d'entrada del fluid orgànic a l'evaporador, corresponent també al punt 2 en el cicle. Per altra banda  $T_{hf;ex;tp}$  correspon al punt 3 del cicle, sent la temperatura entre la zona (A) i (B) en el fluid secundari.  $T_{ev;l}$  fa referència al punt 3 però per la part del fluid orgànic del circuit principal.

$$LMTD_A = \frac{\Delta T_6 - \Delta T_5}{\ln \left[ \frac{\Delta T_6}{\Delta T_5} \right]} \quad [2.24]$$

A partir d'obtenir la LMTD per al tram (A), s'aprofita per calcular també el factor U·A de l'evaporador per aquest mateix tram. Així doncs el càlcul és el següent:

$$UA_{ev;A} = \frac{\dot{Q}_{ev;re;A}}{LMTD_A} \quad [2.25]$$

Tram B:

[2.26]

$$\Delta T_7 = T_{hf;su,tp} - T_{ev,v}$$

En l'equació [2.26] les dues temperatures pertanyen al punt 4 del cicle en l'evaporador, sent aquest punt la separació entre el tram (B) i (C) en el mateix.

Així doncs, la LMTD per al tram (B) és la següent:

[2.27]

$$LMTD_B = \frac{\Delta T_7 - \Delta T_6}{\ln \left[ \frac{\Delta T_7}{\Delta T_6} \right]}$$

A partir d'obtenir la LMTD per al tram (B), s'aprofita novament per calcular també el factor U·A de l'evaporador per aquest mateix tram. Així doncs el càlcul és el següent:

[2.28]

$$UA_{ev,B} = \frac{\dot{Q}_{ev,re;B}}{LMTD_B}$$

Tram C:

[2.29]

$$\Delta T_8 = T_{hf;su;ev} - T_{su,exp}$$

On ambdues temperatures corresponen al punt 5 en el diagrama del cicle al condensador, sent aquest el punt d'entrada del fluid secundari a l'evaporador i la sortida del fluid orgànic en forma de vapor saturat del mateix.

[2.30]

$$LMTD_C = \frac{\Delta T_8 - \Delta T_7}{\ln \left[ \frac{\Delta T_8}{\Delta T_7} \right]}$$

Així doncs, a partir d'haver calculat la LMTD per al tram (C), s'aprofita novament per calcular també el factor U·A de l'evaporador per aquest mateix tram. El càlcul és el següent:

$$UA_{ev;C} = \frac{\dot{Q}_{ev;re;C}}{LMTD_C} \quad [2.31]$$

Finalment, un cop s'ha avaluat el modelat matemàtic de l'evaporador tram a tram, es calcula la LMTD total de l'evaporador a partir de la formula següent:

$$LMTD_{total} = \frac{\dot{Q}_{total;ev}}{UA_{total;ev}} \quad [2.32]$$

De la qual tant la calor total absorbida com el factor U·A total corresponen a la suma parcial de cada tram en W/K. D'aquesta manera:

$$UA_{total;ev} = UA_{ev;A} + UA_{ev;B} + UA_{ev;C} \quad [2.33]$$

$$\dot{Q}_{total;ev} = \dot{Q}_{ev;re;A} + \dot{Q}_{ev;re;B} + \dot{Q}_{ev;re;C} \quad [2.34]$$

D'altra banda, el balanç d'energia global en l'**evaporador** aplicat al fluid orgànic i al fluid calent (font d'energia) condueix respectivament a les següents equacions:

$$\text{Fluid orgànic:} \quad \dot{Q}_{total;ev} = \dot{M} \cdot (h_{ex;ev} - h_{su;ev}) \quad [2.35]$$

$$\text{Fluid calent (hf):} \quad \dot{Q}_{total;ev} = \dot{Q}_{ev;hf} = \dot{M}_{hf} \cdot (h_{hf;su;ev} - h_{hf;ex;ev}) \quad [2.36]$$

## 2.5. RECUPERADOR

El recuperador de calor, també anomenat regenerador, és un bescanviador de calor que no és indispensable per al correcte funcionament del cicle ORC, així com els altres elements modelats si que són explícitament necessaris per al correcte funcionament del mateix. La funció principal del recuperador, introduït en el capítol 2.8 en el qual s'explica el funcionament del cicle incloent recuperació de calor, és aprofitar la calor del vapor procedent de l'expansor abans d'entrar al condensador per dur a terme una transferència de calor amb el fluid orgànic que és a punt d'entrar a l'evaporador, d'aquesta manera el fluid orgànic entra a l'evaporador amb una temperatura més alta i facilita el procés d'evaporació. A l'hora, introduir un recuperador a un cicle orgànic de Rankine (ORC), el converteix en (RORC) degut a la incorporació d'aquest bescanviador de calor. En el capítol 2.8.1 es parla del cicle orgànic de Rankine amb recuperador i la seva configuració.

### 2.5.1 MODELAT DEL RECUPERADOR

De la mateixa manera que s'ha realitzat per al modelat del condensador i de l'evaporador, per dur a terme el modelat matemàtic del regenerador es duu a terme el sistema complet mitjançant el mètode de la diferència de temperatura logarítmica mitjana (LMTD). Però, a diferència del que succeïa amb el modelat del condensador i l'evaporador, per al recuperador no es produeix canvi de fase per tant no és necessari analitzar-lo en diversos trams.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{M} \cdot (h_{ex;liq;rec} - h_{su;liq;rec}) \quad [2.37]$$

$$\text{Eficiència del recuperador: } \varepsilon_{rec} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{(T_{su,vap;rec} - T_{su;liq;rec}) \cdot \dot{M} \cdot c_{p_{liq;rec}}} \quad [2.38]$$

$$\Delta T_9 = T_{su,vap;rec} - T_{ex;liq;rec} \quad [2.39]$$

$$\Delta T_{10} = T_{ex,vap;rec} - T_{su;liq;rec} \quad [2.40]$$

L'equació [2.37] representa la potència bescanviada al recuperador en W, on  $h_{ex;liq;rec}$  representa l'entalpia del líquid a la sortida del recuperador i  $h_{su;liq;rec}$  fa referència a l'entalpia del líquid a l'entrada del recuperador en J/Kg. L'equació [2.38] fa referència a l'eficiència del recuperador ( $\varepsilon_{rec}$ ) i el valor de  $c_{p_{liq;rec}}$  fa referència a la calor específica del fluid orgànic líquid al recuperador en kJ / Kg · °C.

Les equacions [2.39] i [2.40] mostren les variacions de temperatura produïdes en el regenerador quan aquest es disposa en el cicle de treball. Per una banda,  $T_{su,vap;rec}$  i  $T_{ex,vap;rec}$  corresponen a les temperatures d'entrada i de sortida del fluid orgànic en estat de vapor al recuperador.

Per altra banda,  $T_{ex;liq;rec}$  i  $T_{su;liq;rec}$  pertanyen a les temperatures d'entrada i sortida del fluid refrigerant en estat líquid al recuperador.

Així doncs, la LMTD total del recuperador és la següent:

$$LMTD_{rec} = \frac{\Delta T_{10} - \Delta T_9}{\ln \left[ \frac{\Delta T_{10}}{\Delta T_9} \right]} \quad [2.41]$$

A part de calcular el valor de la LMTD del recuperador, s'aprofita per a calcular el factor UA total per al recuperador, que serà utilitzat més endavant a l'hora d'efectuar el modelat del recuperador a partir dels resultats de les simulacions.

$$UA_{rec} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{LMTD_{rec}} \quad [2.42]$$

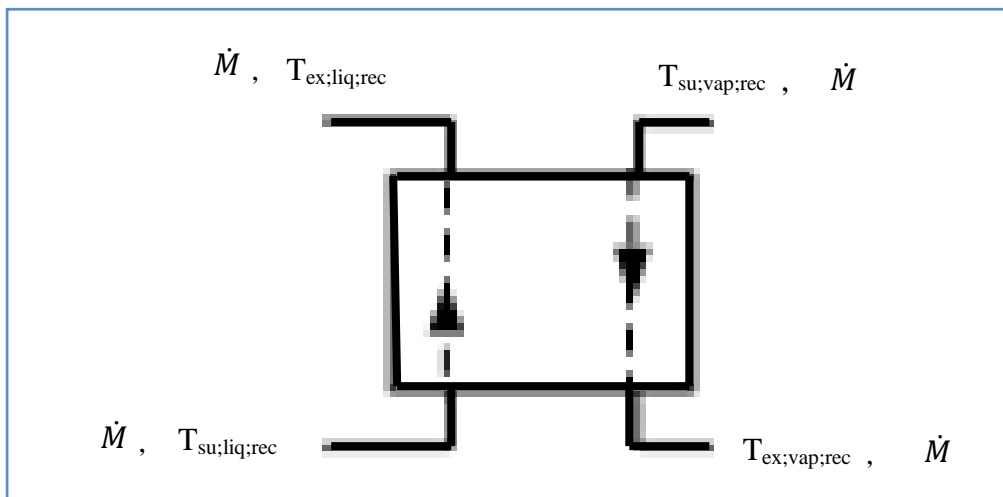


Figura 27: Esquema de funcionament del recuperador de calor en un ORC

D'altra banda, el balanç d'energia en el **recuperador de calor** aplicat al fluid orgànic vapor (procedent de l'expansor) i al fluid orgànic líquid (procedent de la bomba) condueix respectivament a les següents equacions:

$$\text{Fluid orgànic vapor:} \quad \dot{Q}_{rec} = \dot{M} \cdot (h_{su;vap;rec} - h_{ex;vap;rec}) \quad [2.43]$$

$$\text{Fluid orgànic líquid:} \quad \dot{Q}_{rec} = \dot{M} \cdot (h_{ex;liq;rec} - h_{su;liq;rec}) \quad [2.44]$$



## 2.6. BOMBA

L'objectiu de la bomba en el cicle de Rankine orgànic (ORC) és el d'augmentar la pressió del fluid orgànic. La condició que ha d'acomplir el fluid orgànic pel correcte funcionament de la bomba és que el fluid es trobi en estat de líquid sub refredat (com a màxim líquid saturat) , és a dir, no s'ha de presentar mescla en fase líquid-vapor. És per això que en la disposició de la bomba en l'esquema del cicle orgànic de Rankine, tal com es representa en el capítol 2.8.1, la bomba es troba just després del condensador.

### 2.6.1. MODELAT MATEMÀTIC DE LA BOMBA

La potència de la bomba en el cicle orgànic de Rankine, ve definida per l'equació [2.45]:

$$\dot{W}_{pp} = \dot{M} \cdot (h_{ex;pp} - h_{su;pp}) \quad [2.45]$$

De la qual  $\dot{M}$  correspon al cabal màssic del fluid orgànic en kg/s ,  $h_{ex;pp}$  correspon a l'entalpia del fluid orgànic a la sortida de la bomba en J/kg i  $h_{su;pp}$  correspon a l'entalpia del fluid orgànic a l'entrada de la bomba. Per altra banda, el *rendiment isentròpic de la bomba*  $\varepsilon_{pp}$  segons els estats termodinàmics del fluid orgànic a l'entrada i la sortida de la bomba es descriuen segons l'equació [2.46].

$$\varepsilon_{pp} = \frac{h_{ex;pp;s} - h_{su;pp}}{h_{ex;pp;bis} - h_{su;pp}} \quad [2.46]$$

De la qual  $h_{ex;pp;s}$  correspon a l'entalpia ideal del fluid orgànic a la sortida de la bomba,  $h_{ex;pp;bis}$  correspon a l'entalpia real del fluid orgànic a la sortida de la bomba i  $h_{su;pp}$  correspon a l'entalpia del fluid orgànic a l'entrada de la bomba.

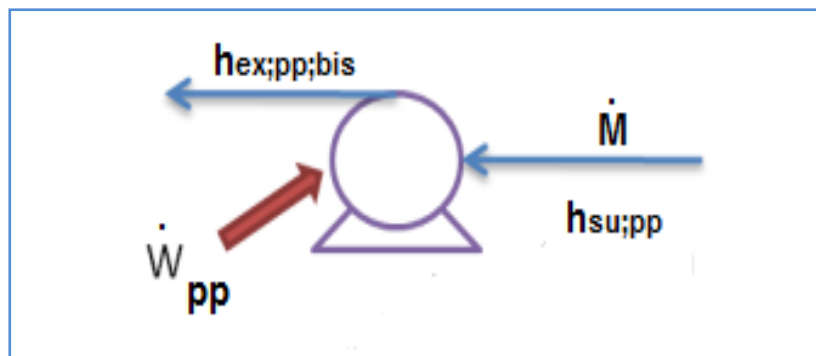


Figura 28: Esquema de funcionament de la bomba. (Adaptat de [11])

## 2.7. MÀQUINES EXPANSORES PER A UN CICLE ORC

### 2.7.1. TURBOMÀQUINES

Les turbomàquines produeixen un intercanvi d'energia entre el fluid a una elevada velocitat lineal i els àleps d'aquesta. Les característiques més importants són la absència de fluxos polsants, elevats rendiments en elevats rangs de potència, alta sensibilitat a la variació de viscositat del fluid i elevats requeriments de cabals volumètrics per a operar eficientment a baixes pressions.

Una de les aplicacions principals de les turbomàquines es troba en cicles de vapor Rankine utilitzats per a la producció d'energia elèctrica a elevats rangs de potència. El motiu pel qual aquestes turbomàquines són utilitzades en aquest tipus d'aplicacions, es degut principalment a que les seves prestacions no són òptimes a baixos rangs de potència, ja que per aplicacions de petita escala, la freqüència de gir necessària és molt elevada.

Una consideració a tenir en compte en les turbomàquines són les propietats termofísiques del fluid de treball utilitzat. En els cicles Rankine orgànics, el fluid utilitzat és un fluid orgànic, els quals tenen una elevada massa molar y tenen una menor velocitat del so, produint irreversibilitats per restricció del cabal (choking).

Un estudi realitzat per *Quoilin et al* [14], ens mostra un mapa d'operació per als diferents dispositius d'expansió en funció del seu rang de potència, arribant a la conclusió que les turbomàquines treballen adequadament per a potències superiors 100 kW, mentre que els dispositius d'expansió volumètrica (cargol i scroll) són adequats per a treballar en baixos rangs de potència.

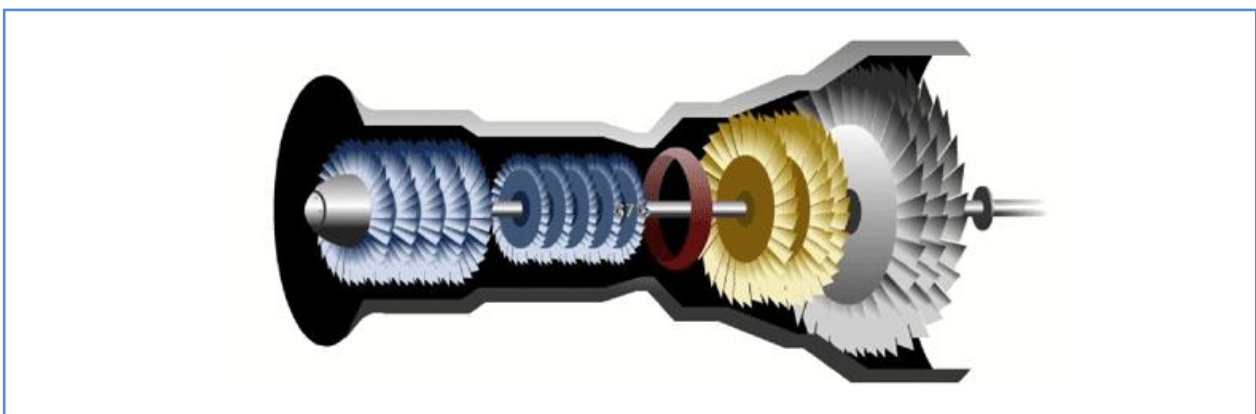


Figura 29: Exemple de turbina convencional utilitzada en un cicle de generació d'energia. [14]

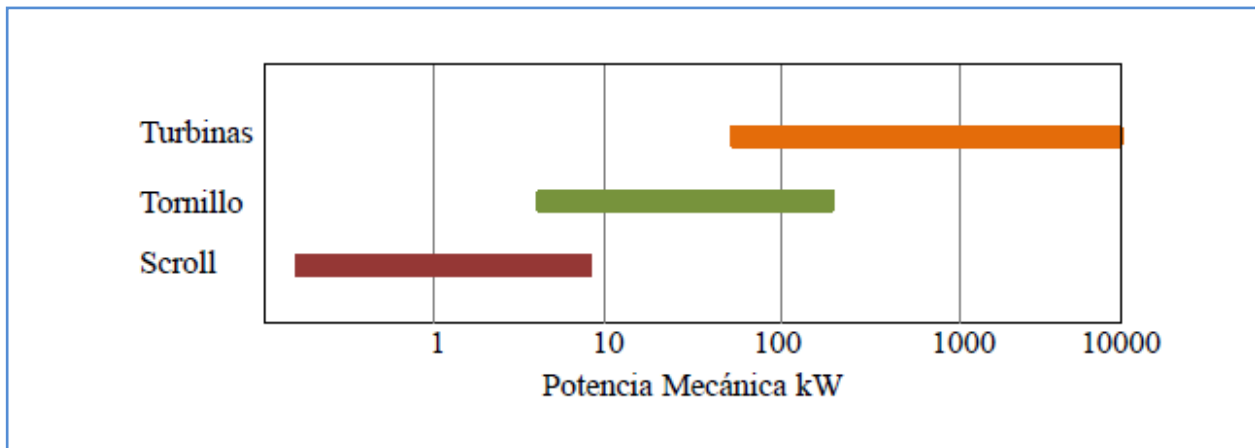


Figura 30: Mapa d'operació dels diferents dispositius en funció del rang de potència. [14]

Adicionalment a aquest estudi, s'ha determinat que l'ús de les turbomàquines no és adequat per a la producció d'energia en baixos rangs de potència. Això es degut principalment a que les turbomàquines requereixen elevades freqüències de gir disminuint el seu rendiment a causa de l'augment de les pèrdues mecàniques.

### 2.7.2. EXPANSORS VOLUMÈTRICS

Els expansors volumètrics s'encarreguen de desplaçar una quantitat de fluid confinat des d'un volum menor a un major. Les característiques principals d'aquest tipus d'expansors són que permeten treballar a elevades relacions de pressió, tenen una mida reduïda i poc pes en funció de la potència mecànica produïda, baixa sensibilitat a les variacions de viscositat del fluid, ampli rang de freqüències de gir i baix cost per a baixos rang de potència mecànica.

Aquest tipus d'aparells són molt utilitzats per a la producció d'energia mecànica degut a que tenen millor comportament que les turbomàquines en baixos rangs de potència. No obstant, no estan gaire desenvolupats comercialment ja que no s'han comercialitzat gaires expansors dissenyats per a ser utilitzats en la producció d'energia mecànica.

Els expansors volumètrics es classifiquen en dos grups: **Alternatius i rotatius**.

Els expansors alternatius es basen en l'expansió d'un fluid dins d'un volum en forma de cilindre, mitjançant un èmbol que es desplaça linealment per l'augment de volum de gas dins del cilindre. L'èmbol està fixat a un dispositiu excèntric anomenat cigonyal, el qual transforma el moviment lineal de l'èmbol en rotatiu.

L'ús d'aquest tipus d'expansors és habitual quan es disposa d'elevades pressions d'operació, ja que al haver-hi molt poca separació entre el pistó i el cilindre, disminueixen les fuites internes la qual cosa no penalitza en major mesura el rendiment volumètric d'aquests expansors. A més, el

fet d'utilitzar-los amb fluids orgànics, els quals tenen una gran massa molar, evita encara més les possibles fuites internes dins dels expansors.

Alguns dels inconvenients d'aquest tipus d'expansors són:

- Són uns aparells bastant sorollosos i vibrants degut al desplaçament lineal dels pistons.
- Poc fiables comparats amb els expansors rotatius, degut a que tenen major quantitat de peces mòbils, la qual cosa disminueix la seva fiabilitat.
- Restriccions en l'aspiració i descàrrega de l'expansor ocasionant pèrdues per fricció quan passa a través de les vàlvules.
- Baixos rendiments volumètrics a causa de la gran quantitat de volums morts.
- Elevats costos de fabricació.

En quant als expansors rotatius, realitzen el procés d'expansió a partir d'un moviment rotatiu constant, això suposa que no es produeixin acumulacions de fluid dins de l'expansor, la qual cosa suposa que el cabal màssic en el procés d'admissió i descàrrega sigui constant, reduint d'aquesta manera les vibracions, sorolls i pulsacions. Aquest tipus d'expansors es consideren els més adequats per aplicacions de petita potència. Existeixen diversos tipus d'expansors rotatius per a cicles de potència, però els més utilitzats i que s'expliquen a continuació són els expansors de cargol i Scroll.

- Expansors rotatius de cargol ("screw expanders"): Aquest tipus d'expansors són utilitzats quan es disposa de grans cabals volumètrics. El seu principi de funcionament es basa en la interacció de dos cossos helicoïdals que roten sincronitzats l'un respecte l'altre. Els cargols han d'estar construïts amb un gran nivell de precisió, de manera que les separacions entre ells siguin pràcticament nul·les, encara que no estiguin en contacte l'un respecte a l'altre. Els cargols estan obligats a girar degut a la pressió exercida pel fluid sobre els flancs del cargol i per la diferència de pressió entre l'entrada i la sortida.

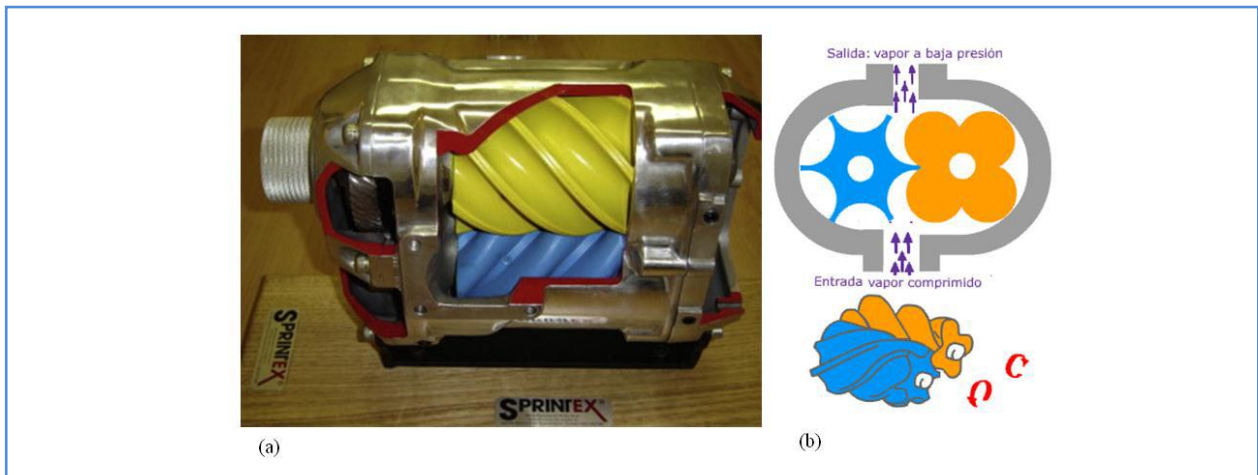


Figura 31: Expansor rotatiu de cargol (“Screw expander”) [21]

Aquest tipus d'expansors tenen una gran versatilitat degut a que poden treballar com a compressors i expansors sense la necessitat de realitzar modificacions. No obstant, la principal desavantatge d'aquest tipus d'expansors són les baixes relacions volumètriques que comporten baixos rendiments volumètrics i elevats costos de fabricació.

- Expansors rotatius Scroll: El principi de funcionament d'aquest tipus d'expansor està basat en la interacció de dos espirals ( una fixa i una mòbil), ambdues idèntiques i desfasades 180° l'una respecte l'altra. L'espiral mòbil orbita excèntricament al voltant de la espiral fixa i es manté unida a aquesta mitjançant l'acció de les forces centrífugues. Així que al girar des del centre es formen cambres de gas que son desplaçades cap a la perifèria de les espirals, augmentant així el seu volum i disminuint la pressió i temperatura, fins a produir-se la descàrrega del fluid en la perifèria.

Actualment aquest tipus d'expansor s'ha acceptat per al seu us com a dispositiu d'expansió en cicles de potència, causat principalment per tenir menor quantitat de peces mòbils, alta fiabilitat, excel·lents rendiments com a compressor i estar amplament comercialitzat.

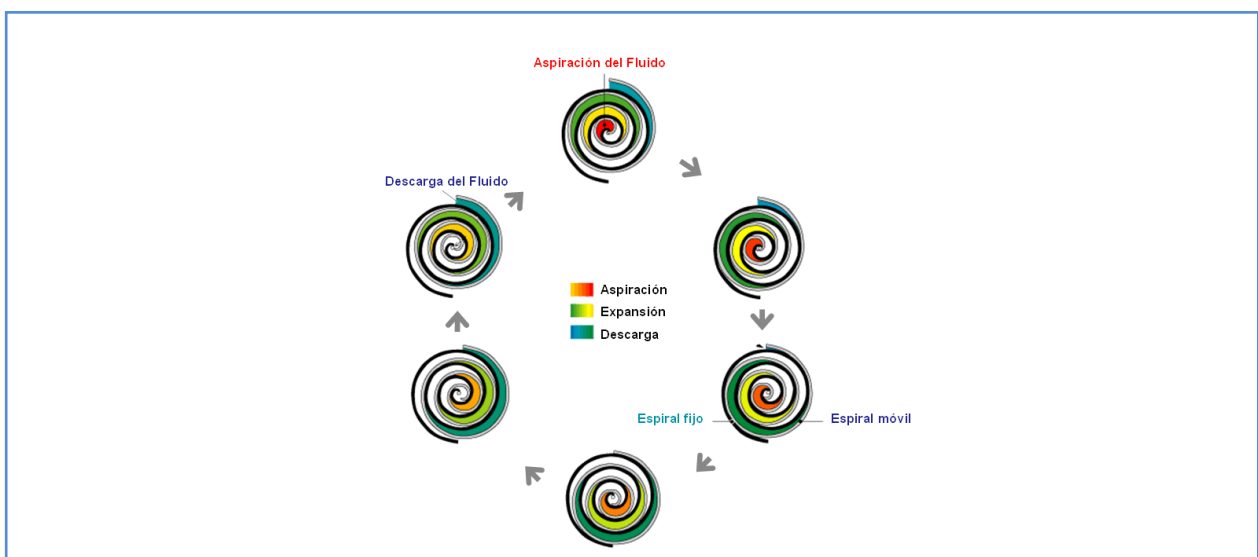


Figura 32: Cicle de treball de l'expansor rotatiu Scroll. [21]

Degut a això, s'han modificat compressors Scroll utilitzats en sistemes de refrigeració (domèstics i automotrius) per a treballar com a expansors en cicles ORC. Els dos tipus de compressors modificats poden ser *hermètics* o *oberts*.

- **Compressors oberts tipus Scroll:** Els compressors oberts tipus Scroll són principalment utilitzats en sistemes de refrigeració automotriu i sistemes de compressió d'aire. Aquest compressors es caracteritzen principalment per estar separats del motor elèctric. A més, tenen la possibilitat de poder dimensionar correctament el generador elèctric millorant el rendiment global del sistema.

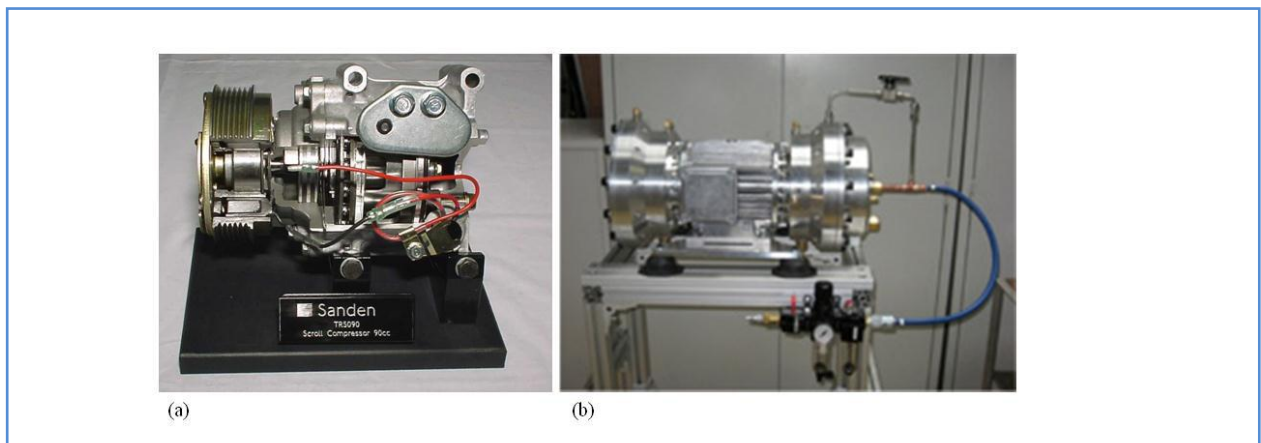


Figura 33: Compressor obert tipus Scroll. [21]

Malgrat que es pot utilitzar aquest tipus de compressor com a expansor per a moltes aplicacions, no s'han trobat estudis que parlin del seu ús com a dispositiu d'expansió en cicles de potència, ja que no s'ha desenvolupat massivament aquesta tecnologia, pel fet de estar considerada una tecnologia d'última generació degut a la recent aparició d'aquests expansors al mercat.

- **Compressors hermètics tipus Scroll:** Aquest tipus de compressors són utilitzats en sistemes de refrigeració de petita i mitjana potència, la seva característica principal es basa en que el compressor i el motor estan disposats conjuntament dins d'una carcassa.



**Figura 34: Compressor hermètic tipus Scroll. [21]**

Aquest compressors són els més utilitzats degut a que són una unitat completament integrada i presenten avantatges respecte altres tipus de compressors tipus Scroll. Un dels desavantatges d'aquest tipus de compressor a l'hora de utilitzar-lo com a expansor es que aprofiten el motor elèctric que porta originalment de fàbrica com a dispositiu de generació d'energia elèctrica, la qual cosa provoca que el generador elèctric estigui sobre dimensionat, degut a que el motor elèctric utilitzat està dimensionat per a la potència requerida com a compressor.

### 2.7.3. COMPARACIÓ ENTRE ELS DIFERENTS DISPOSITIUS D'EXPANSIÓ

Existeixen diversos paràmetres importants que s'han de tenir en compte a l'hora de seleccionar el dispositiu d'expansió, tals com rendiments isentròpics, relació de pressions, potencia mecànica produïda, requeriments de lubricació, nivell de complexitat, freqüències de gir, fiabilitat, temperatures d'operació, pressions de treball, seguretat i cost. No obstant, els paràmetres més importants per a la selecció d'un expansor en un cicle d'absorció per a la producció de potència i refrigeració son els materials de fabricació, rang de potència, rendiment isentròpic i el cost.

En la Taula 2 es presenta una comparativa qualitativa dels diferents dispositius d'expansió que es troben en funció del seu rang de potència, freqüència de gir i cost.

Tipus expansor	Rang potències típic (kW)	Nexp (rpm)	Avantatges	Desavantatges
Turbina	60-10000	8000-80000	Baix pes i elevat rendiment	Preu elevat, baix rendiment fora de condicions d'operació nominals i no suporten condensació del fluid.
Expansor Scroll	0,5-10	<6000	Alt rendiment, baix pes, baixes freqüències de gir i toleren les condensacions.	Baixa capacitat i necessiten lubricació
Expansor de cargol	6-250	<6000	Elevades relacions de pressió i adaptables a diferents condicions d'operació.	Requeriment de lubricació, poca fiabilitat i baixa capacitat.

Taula 2: Comparativa qualitativa dels diferents tipus d'expansors (Taula elaborada en el TFG)

A partir de la Taula 2 s'observa que l'expansor Scroll és una de les tecnologies que millors prestacions donen quan es produeix energia mecànica a baixos rangs de potència .

#### 2.7.4. MODELAT DE L'EXPANSOR EN EL CICLE ORC

Com s'ha explicat en el capítol anterior, l'expansor és l'element del cicle orgànic de Rankine encarregat d'impulsar el generador elèctric. En la figura 35 es pot veure un esquema característic d'un expansor per a generar potència mecànica i també per a generar potència elèctrica, concretament una turbina. A continuació es descriuen les equacions que defineixen la potència proporcionada per l'expansor i els estats termodinàmics a l'entrada i la sortida del mateix.

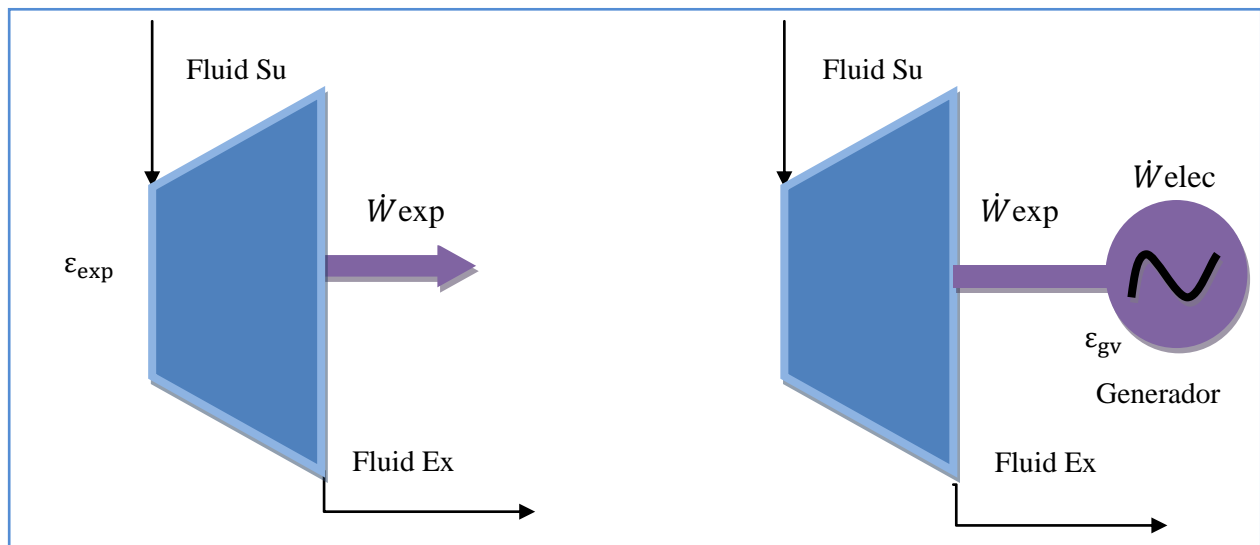


Figura 35: Esquema de funcionament d'una turbina /expansor. [1]



La potència de la turbina/expansor queda definida com:

$$\dot{W}_{\text{exp}} = \dot{M} \cdot (h_{\text{su;exp}} - h_{\text{ex;exp}}) \quad [2.47]$$

On  $\dot{M}$  correspon al cabal màssic de fluid orgànic que circula per l'expansor en (Kg/s) , i  $h_{\text{su;exp}}$  ;  $h_{\text{ex;exp}}$  corresponen a l'entalpia del fluid orgànic a l'entrada i a la sortida de l'expansor, respectivament.

La potència de l'expansor bé definida alhora per el paràmetre del rendiment isentròpic del mateix. El qual s'expressa en l'equació [2.48]

$$\varepsilon_{\text{exp}} = \frac{h_{\text{su;exp}} - h_{\text{ex;exp}}}{h_{\text{su;exp}} - h_{\text{ex;exp;s}}} \quad [2.48]$$

On  $h_{\text{ex;exp;s}}$  fa referència a l'entalpia ideal del fluid orgànic a la sortida de l'expansor en (kJ/kg)

La potència elèctrica de l'expansor va associada amb el rendiment del generador del cicle, el qual s'expressa en l'equació [2.49].

$$\varepsilon_{\text{gv}} = \frac{\dot{W}_{\text{elec}}}{\dot{W}_{\text{exp}}} = \frac{\dot{W}_{\text{elec}}}{\dot{M} \cdot (h_{\text{su;exp}} - h_{\text{ex;exp}})} \quad [2.49]$$

A més, existeixen dos paràmetres relacionats amb la mida de la turbina o expansor que serveixen per tenir una idea de la grandària que ha de tenir l'equip per tal de treballar sota les condicions de treball imposades<sup>(\*)</sup>. Per una banda es troba el factor VFR "*Isentropic volume flow ratio* " que determina la relació entre el volum específic del fluid orgànic (m<sup>3</sup>/kg) a la sortida de la turbina o expansor en l'expansió isentròpica i el volum específic del fluid orgànic (m<sup>3</sup>/kg) a l'entrada d'aquesta. L'expressió que determina aquest factor és el següent:

$$\text{VFR} = \frac{\dot{V}_{\text{ex;exp;s}}}{\dot{V}_{\text{su;exp}}} = \frac{v_{\text{ex;exp;s}}}{v_{\text{su;exp}}} \quad [2.50]$$

On per a l'equació [2.50],  $v_{\text{ex;exp;s}}$  correspon al volum específic del fluid orgànic a la sortida de la turbina o expansor en l'expansió isentròpica en m<sup>3</sup>/kg i el valor  $v_{\text{su;exp}}$  fa referència al volum específic del fluid orgànic a l'entrada de la turbina o expansor en les mateixes unitats. Aquest paràmetre dóna idea de la variació del volum en l'expansió i de la compressibilitat del fluid.

Per altra banda, es troba el factor SP "*Size parameter*" per a la turbina o l'expansor. Aquest factor té unitats de metres (m) i és proporcional a la grandària que ha de tenir la turbina o expansor. Com més baix és el valor del paràmetre SP, més baix és el cost de la turbina o expansor i menor és el cost del ORC. L'equació que defineix aquest factor és la següent:

$$\text{SP} = \frac{\dot{V}_{\text{ex;exp;s}}^{0,5}}{\Delta h_{\text{exp;s}}^{0,25}} \quad [2.51]$$

(\*) Q. Liu, Y. Duan, Z. Yang: "Performance analyses of geothermal organic Rankine cycles with selected hydrocarbon working fluids", Energy, 63, pp.123-132 (2013)

On per a l'equació [2.51],  $\dot{V}_{\text{ex;exp;s}}$  correspon al cabal volumètric de fluid orgànic de treball (en  $\text{m}^3/\text{s}$ ) a la sortida de la turbina o expansor en expansió isentròpica i  $\Delta h_{\text{exp;s}}$  correspon a la variació de l'entalpia entre l'entrada i la sortida de la turbina o expansor en expansió isentròpica (en  $\text{J/kg}$ ).

## 2.8. ANÀLISI TERMODINÀMIC DEL CICLE RANKINE

El cicle de Rankine orgànic, es tracta d'un cicle de potència on, en la seva versió més simple, està compost per 4 etapes mostrades en la Figura 36:

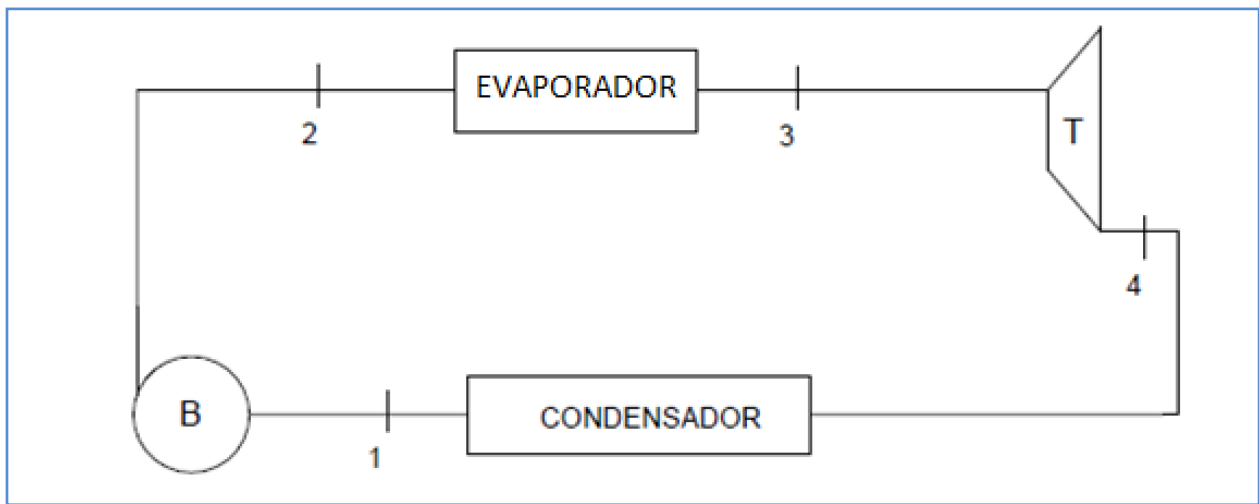


Figura 36: Esquema representatiu del cicle ORC. [16]

El cicle està format per quatre elements constructius que el defineixen: Bomba, evaporador, expansor i condensador, amb dos nivells de pressió diferencials que correspondrien als processos **2-3** (evaporador) i **4-1** (condensador).

A l'entrada de la bomba el fluid (fluid orgànic de treball) es troba en un estat de líquid saturat a una pressió que correspon a la pressió de saturació a la temperatura de sortida del condensador.

En l'element bomba es produeix un increment de pressió (s'aporta un treball/potència al fluid) per arribar a la pressió a la qual treballa l'evaporador (2) per un cop allà escalfar-se canviant de fase fins arribar a vapor saturat (3). Un cop s'ha rebut l'energia calorífica que li permet canviar de fase, el fluid entra a la turbina/expansor on es produeix l'expansió (3-4) transformant la seva energia tèrmica en energia mecànica de rotació en l'eix de la màquina, la qual es transforma en energia (o potència) elèctrica si hi ha acoblat un generador elèctric.

Finalment, a la sortida de la turbina el fluid orgànic pot estar en estat de vapor humit, vapor saturat o vapor sobreescalfat, per la qual cosa és necessari refredar-lo per a portar-lo a estat de líquid saturat i que es repeteixi d'aquesta manera el cicle. El refredament es dona en el condensador (**4-1**), que és normalment un bescanviador de plaques o bé de carcassa i tubs on el condensat apareix en les parets dels tubs pels quals circula normalment aigua de refrigeració.

### 2.8.1. CONFIGURACIONS DEL CICLE ORGÀNIC DE RANKINE

- Cicle ORC sense recuperador: La configuració del cicle orgànic de Rankine més bàsica i habitual és la del cicle ORC sense recuperador. El disseny d'aquest cicle és el que s'explica i es representa a l'Apartat 2.8, ja que és el model més utilitzat i simplificat d'aquest tipus de cicle.
- Cicle ORC amb recuperador (RORC): El cicle orgànic de Rankine millora el seu rendiment amb l' incorporació d'un recuperador (també anomenat regenerador) en el cicle de treball. El cicle passa a anomenar-se (RORC) degut a la presència del bescanviador. El recuperador afecta directament els processos d'evaporació i de condensació del cicle de treball, ja que per una banda, s'encarrega de reduir la temperatura a la qual el vapor provinent de l'expansor entra al condensador per a dur a terme el procés de condensació. Per altra banda, s'encarrega d'augmentar la temperatura del fluid orgànic en estat líquid que ha estat bombejat de la bomba i es dirigeix directament a l'evaporador, ajudant al fluid orgànic a arribar a la temperatura d'evaporació amb més facilitat.

La Figura 37 mostra un esquema representatiu del cicle de treball d'un cicle RORC.

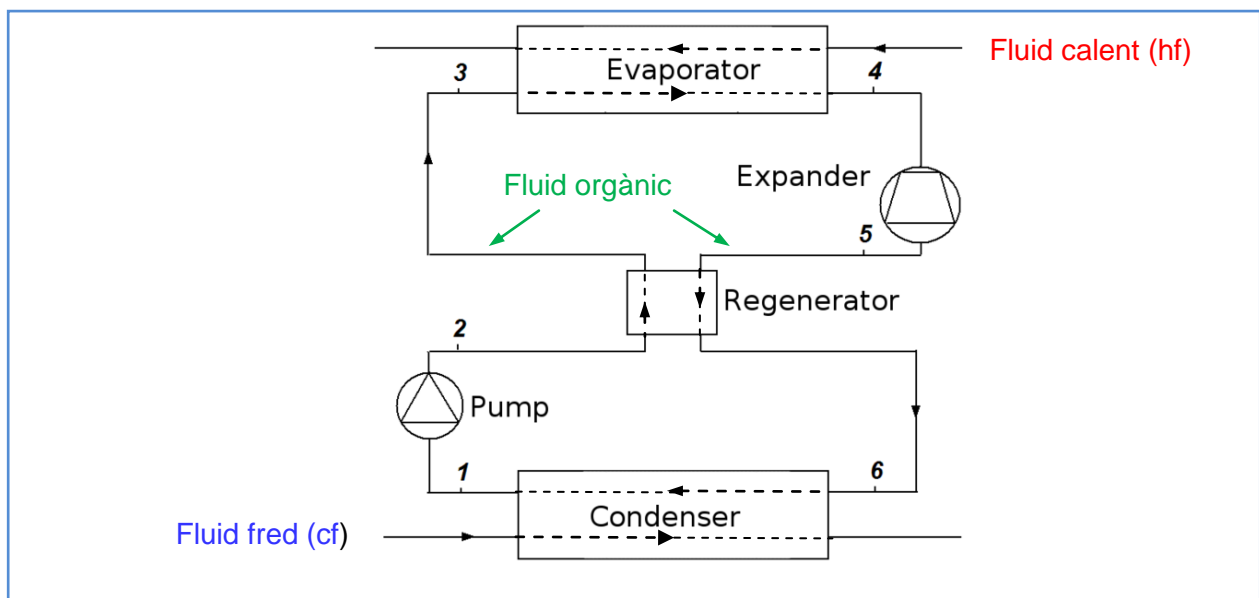


Figura 37: Esquema representatiu del cicle de Rankine amb regenerador: RORC. ( Adaptat de [18] )

## 2.9. EFICIÈNCIA ENERGÈTICA DEL CICLE ORGÀNIC DE RANKINE

El cicle ORC té una elevada eficiència energètica, al voltant d'un 98% de la potència tèrmica aportada per a la font de calor externa es transforma en: Energia elèctrica (al voltant d'un 10-20%) i calor (70-85%).

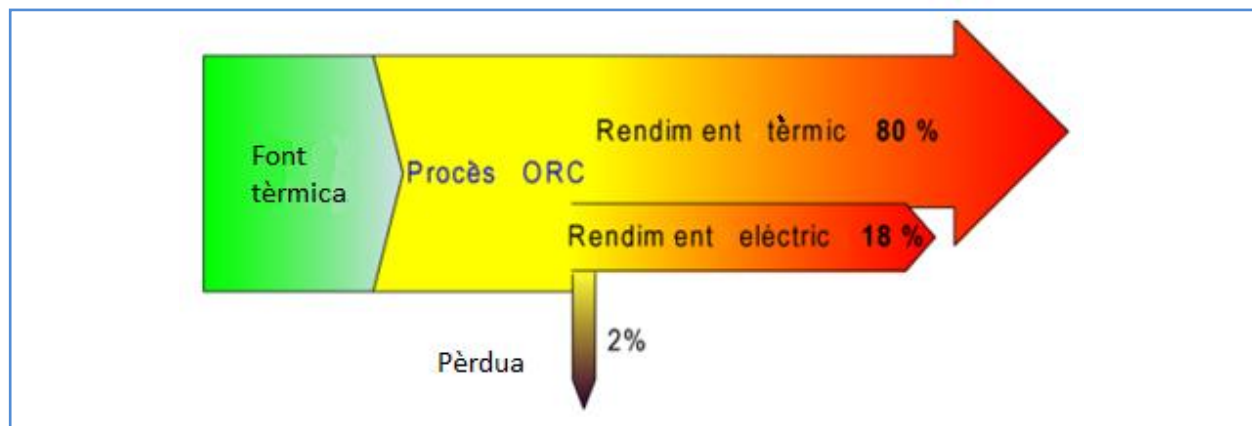


Figura 38: Representació de l'eficiències del cicle ORC [17]

Els rendiments elèctrics dels cicles poden arribar fins a un 20% quan es disposa d'una font calorífica d'alta temperatura, com en aplicacions amb biomassa, i al voltant del 10% en aplicacions de recuperació de calor com podria ser a partir d'un oli tèrmic.

Els percentatges restants (80-90%) en forma d'energia tèrmica tenen altres possibles aplicacions, per exemple, en climatització. En el cas de refineries, es dissiparia en torres de refrigeració o aero refrigeradors.

Per incrementar l'eficiència del cicle orgànic de Rankine es fa servir un regenerador entre l'expansor i el condensador (Apartat 2.8.1.) amb l'objectiu de preescalfar el líquid orgànic a l'entrada de l'evaporador amb el vapor a baixa pressió a la sortida de la turbina o expansor. Donat que no es requereix una caldera de vapor ni toveres a altra pressió, els costos d'inversió i manteniment són relativament menors que els cicles Rankine convencionals de vapor d'aigua.

L'equació que defineix el rendiment energètic de la conversió de la calor procedent d'una font tèrmica que entra al cicle en l'evaporador en potència mecànica en l'eix o elèctrica a la sortida del generador ve donada per la següent expressió (també anomenada eficiència de la primera llei de la termodinàmica,  $\eta_I$ ):

$$\eta_{\text{energètic cicle}} = \eta_I = \frac{\dot{W}_{\text{neta}}}{\dot{Q}_{\text{total, ev}}} = \frac{\dot{W}_{\text{exp}} - \dot{W}_{\text{pp}}}{\dot{Q}_{\text{total, ev}}} \quad [2.52]$$

On  $\dot{W}_{\text{exp}}$  és la potència mecànica de l'expansor o turbina (kW), veure Apartat 2.7.4,  $\dot{W}_{\text{pp}}$  és la potència mecànica de la bomba (kW), veure Apartat 2.6.1, i  $\dot{Q}_{\text{total, ev}}$  és la potència calorífica que entra en l'evaporador procedent del fluid calent, veure apartat 2.4.1. Si el ORC genera potència elèctrica, en el numerador es posa  $\dot{W}_{\text{elec}}$  (kW) en comptes de  $\dot{W}_{\text{exp}}$  (kW), veure apartat 2.7.4.

### 2.9.1. ESTATÈGIES PER MILLORAR EL RENDIMENT DEL CICLE ORC

Per a millorar el rendiment del cicle de Rankine orgànic hi ha diversos procediments altament utilitzats i que no són més que modificacions del cicle de Rankine orgànic bàsic (o ORC simple), com per exemple:

- Realitzar un sobre escalfament del vapor a l'evaporador, d'aquesta manera es garanteix que en la expansió el fluid té un títol superior al 90% encara que s'incrementi la pressió a l'evaporador. De tota manera aquesta modificació està limitada degut a la possible oxidació dels tubs de l'evaporador a valors de temperatura molt elevats.
- Realitzar un o varis reescalfaments, és a dir, reescalfar el fluid un cop ha passat per la turbina per a fer-lo passar per a una altra més. Aquest procés es pot realitzar més d'un cop.
- Cicles regeneratius, on s'instal·la un regenerador a continuació de la turbina per a escalfar el fluid orgànic a la sortida de la bomba. Aquesta opció és una mica més costosa al tractar-se de dispositius cars i es perd al voltant del 10% de la potència, però el rendiment elèctric augmenta notablement.

### 2.10. DIFERÈNCIES ENTRE L'AIGUA I UN FLUID ORGÀNIC

En els cicles Rankine convencionals, tal com s'explica en el capítol 2, el fluid de treball utilitzat és aigua. Els avantatges de l'aigua en aquest tipus de cicle són els següents:

- Molt bona estabilitat tèrmica/química (no hi ha risc de descomposició).
- Baixa viscositat (menor treball de bombeig requerit).
- No és tòxic ni inflamable i, a més, és mediambientalment segur.
- És un fluid econòmicament baix i molt abundant.

No obstant, una de les característiques de l'aigua és que presenta una corba de saturació en el diagrama T-s pròpia d'un fluid humit, ( $dT/dS < 0$ ). Per aquest motiu, l'aigua és més apropiada per ser empleada en aplicacions a elevades temperatures. Quan es pretén recuperar la calor de fonts tèrmiques a baixa temperatura, l'aigua no és un fluid adequat per al cicle degut a la seva baixa eficiència ja que requereix un sobre escalfament elevat la qual cosa encareix l'evaporador. Si no es produeix aquest sobre escalfament, s'ha de tenir en compte el risc d'erosió dels àleps de la turbina, l'excés de pressió a l'evaporador, la necessitat de invertir en complexes i costoses turbines, etc.

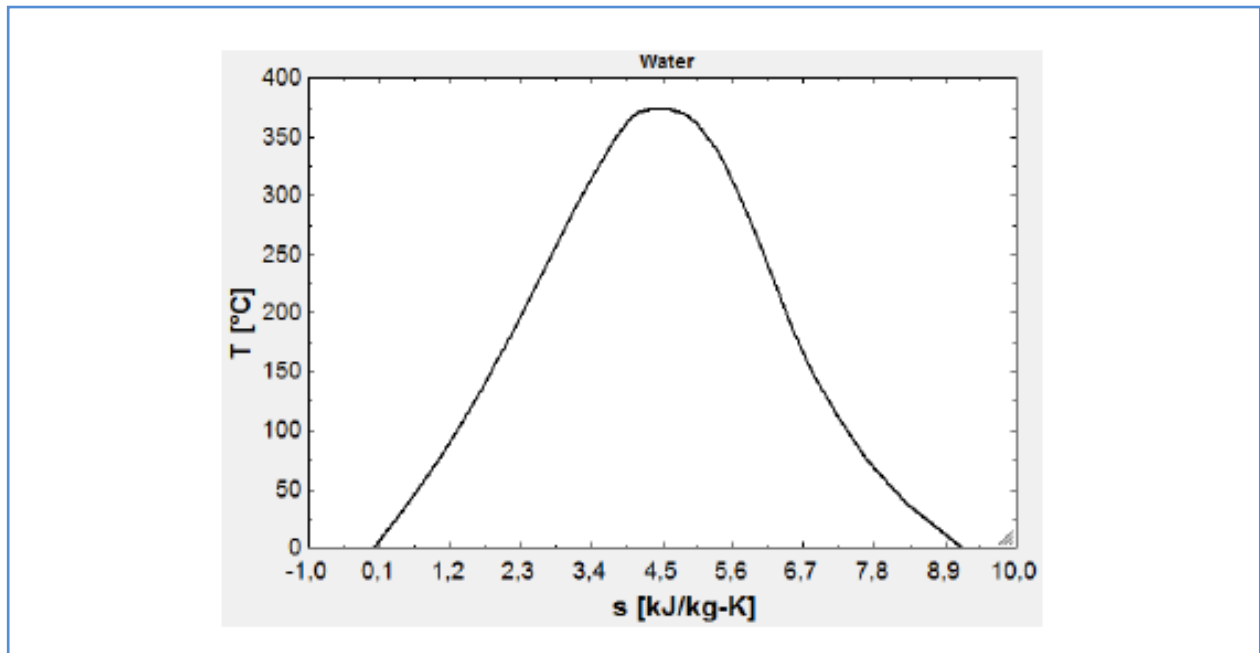


Figura 39: Diagrama T-s de l'aigua

Per aquest motiu, quan ens referim a aplicacions per a plantes a petita escala els problemes de fer servir aigua es poden solucionar mitjançant la selecció d'un fluid orgànic com a fluid de treball ja que, degut a les seves propietats termodinàmiques, possibilita l'ús de focus de calor a temperatures inferiors. El fluid orgànic seleccionat és una de les variables més importants a tenir en compte a l'hora d'optimitzar el funcionament d'una planta amb un cicle orgànic de Rankine.

Alguns dels tipus de fluids orgànics habitualment utilitzats en el cicles Rankine són els següents:

- Hidrocarburs (HC)
- Hidrofluorocarbonis (HFC)
- Hidroclorfluorocarbonis (HCFC)
- Clorofluorocarbonis (CFC)
- Perfluorocarbonis (PFC)
- Siloxans
- Alcohols
- Aldehídics
- Éters
- Hidrofluoroéteres (HFE)
- Amines

### 2.10.1. PROPIETATS DELS FLUIDS ORGÀNICS A L'HORA DE L'ELECCIÓ

Tal com s'explica al capítol 2.10, la selecció del fluid de treball adequat en els ORC és un dels factors més importants per a l'optimització del cicle. A continuació s'expliquen quines són les propietats dels fluids orgànics que ajuden a escollir el fluid orgànic més adient.

- Corba de saturació: La corba de saturació influeix en el procés de bescanvi de calor entre la font de calor i el fluid de treball, així com influeix també en l'expansió a la turbina / expansor.

En respecte a la forma de les corbes de vapor saturat al diagrama T-s, es poden classificar en tres grups diferents:

El primer grup està format pels fluids anomenats **fluids secs**, i inclou aquells fluids la pendent de vapor saturat dels quals és positiva ( $dT/ds > 0$ ). Això significa que el procés d'expansió isentròpic en la turbina finalitza en la regió de vapor sobreescalfat, eliminant el risc de formació de gotes de líquid a la turbina/ expansor, no obstant, el condensador ha d'eliminar proporcionalment més energia.

Una altra característica d'aquests fluids és que el seu pes molecular és alt en comparació respecte a altres famílies de fluids.

El segon grup es caracteritza pel fet que la corba de saturació de vapor dels fluids és menor a zero, ( $dT/ds < 0$ ) i s'anomenen **fluids humits**.

Els fluids d'aquest grup han de ser primerament sobreescalfats abans d'entrar a la turbina/expansor, per evitar que les gotes del líquid saturat provoquin danys severos a l'equip. Aquest tipus de fluids posseeixen un baix pes molecular, el que implica una major entalpia de vaporització. A més, aquesta característica és desitjable per a millorar el rendiment de les turbines. Líquids com per exemple l'aigua o l'amoniac són exemples d'aquest grup. En les màquines que utilitzen aquest fluids, el vapor expandit a la turbina sol acabar en la zona bifàsica, i habitualment s'han de sobre escalfar per evitar la corrosió a la turbina.

Es pot considerar un tercer grup, format pels anomenats **fluids isentròpics**, en els quals la pendent de saturació és infinita, i la corba de saturació coincideix amb la línia isentròpica. A la pràctica aquest fet significa que el procés de descompressió isentròpic es dona al llarg de la corba de saturació o en paral·lel.

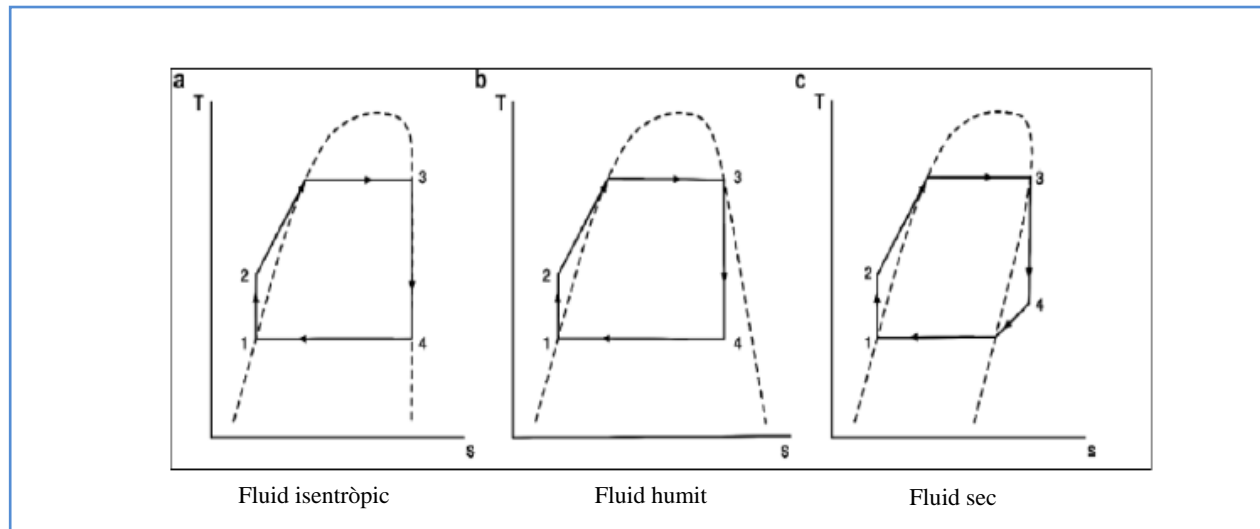


Figura 40: Corba de saturació dels fluids secs, humits i isentròpics. [15]

- Temperatura d'estabilitat del fluid orgànic: Al contrari del que passa amb l'aigua, normalment els fluids orgànics pateixen deterioraments químics i descomposició a altes temperatures. La màxima temperatura de la font de calor està, per tant, limitada per la  $T^a$  de l'estabilitat química del fluid de treball, i no es pot treballar per sobre d'aquesta temperatura.
- Baix impacte mediambiental: El fluid escollit ha de presentar un baix potencial d'esgotament de la capa d'ozó (ODP) i d'escalfament global (GWP). el ODP determina la capacitat relativa dels fluids orgànics per a destruir les molècules d'ozó en l'atmosfera. El GWP, en canvi, representa la capacitat d'aquests fluids per a contribuir al escalfament global en relació amb el diòxid de carboni ( $\text{CO}_2$ ) que té un potencial d'escalfament atmosfèric de 1, mesurat per a un període de 100 anys.
- Característiques de seguretat en planta: El fluid ha de presentar bona compatibilitat amb els materials i no ha de ser corrosiu. Per altra banda, tampoc ha de ser tòxic ni inflamable. L'índex de toxicitat es caracteritza per la concentració i el temps d'exposició del fluid. Ve expressat en unitat volumètriques (V/V,ppm) a través del terme TVL(TWA). Aquest terme fa referència al valor límit Umbral de concentració promig per la jornada laboral (8h/dia) sense patir efectes adverses.
- Pressions acceptables: Les pressions del fluid han de tenir uns valors raonables per al correcte funcionament de la instal·lació. Pressions molt altes poden tenir un impacte negatiu sobre la fiabilitat del cicle. A més, comporten la necessitat de instal·lacions més resistents i costoses.



## 2.11. AVANTATGES DEL CICLE ORC RESPECTE AL CICLE DE RANKINE CONVENCIONAL

Des del punt de vista tecnològic, els cicles ORC presenten característiques específiques i diferenciades respecte al cicle de Rankine convencional que treballa amb vapor d'aigua, donant important rellevància la possibilitat de condensar per sobre de la pressió atmosfèrica amb mitjans típics de refredament.

Les característiques per les que els cicles orgànics de Rankine són diferents al cicle de Rankine tradicional són les següents:

- Al treballar amb un fluid orgànic, la pendent de la línia de vapor saturat en el diagrama T-s és positiva, la qual cosa assegura que no hi haurà mai barreja bifàsica a la sortida de la turbina sinó que tot serà vapor sobre escalfat. Aquest fet permet iniciar l'expansió a la turbina des de vapor saturat, evitant d'aquesta manera la inclusió d'un sobre escalfador a la caldera de recuperació.
- L'entalpia de vaporització dels fluids orgànics és molt petita, per tant tot el procés d'acceptació de calor es duu a terme a la zona d'estat líquid. Això permet que en el procés la temperatura del cicle sigui sempre quasi aproximada a la del corrent calent, amb la conseqüència de l'augment del rendiment i la reducció d'irreversibilitats.
- Entre els possibles fluids orgànics, hi ha una ampla gama dels quals la pressió de condensació a temperatura ambient és superior a la atmosfèrica. L'elecció del fluid de treball més adequat per a la instal·lació dependrà de diverses variables, intentant trobar el màxim rendiment energètic.

## 2.12. APLICACIONS DELS CICLES ORGÀNICS DE RANKINE (ORC)

Les solucions basades en els cicles orgànics de Rankine es fonamenten en quatre grans alternatives de generació d'energia depenent de la procedència de la font calorífica que s'encarrega d'evaporar el fluid orgànic en cicle de Rankine Orgànic.

Les corrents de calor residual estan normalment en forma de gas o líquid calent. Aquesta calor es transferida al fluid de treball del ORC, ja sigui directament (intercanvi directe entre les corrents de calor residual i el fluid de treball) o bé indirectament amb un cicle tancat intermedi.

El sistema de recuperació de calor pot tenir moltes aplicacions en el sector industrial, però està especialment destinat a processos en els quals l'energia té un impacte significatiu en el procés de producció com per exemple la indústria de l'acer i vidre, així com la de ciment i refineries.

En els capítols següents s'expliquen els quatre grans grups en els quals es fonamenta l'obtenció d'energia per al cicle orgànic de Rankine.

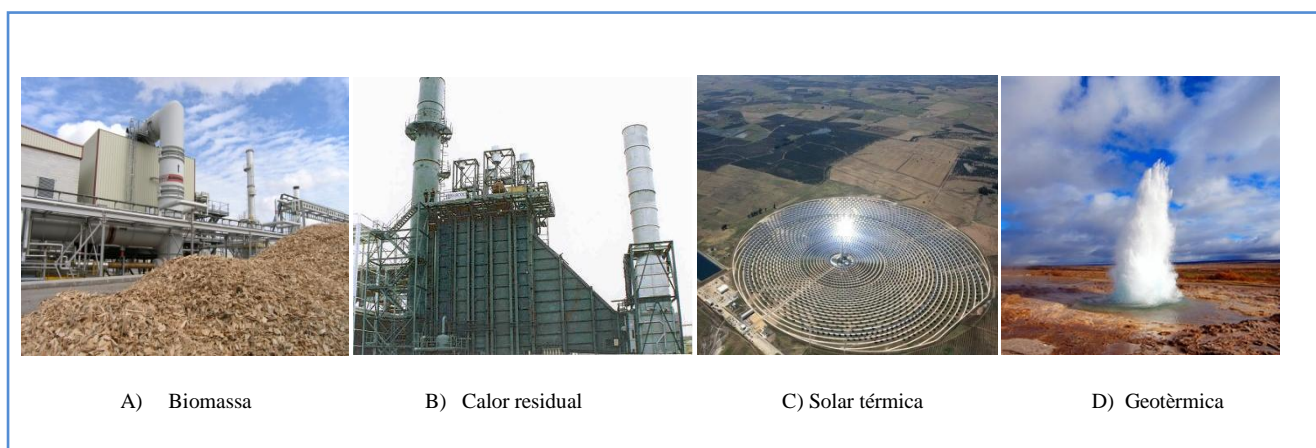


Figura 41: Il·lustració dels quatre grans grups d'obtenció d'energia per als cicles ORC. [23] [24] [25] [26]

### 2.12.1. BIOMASSA

La biomassa és una font molt important d'energia renovable, disponible en quasi totes parts. S'utilitza habitualment en plantes combinades de potència i calor (CHP), i en particular es maximitza l'energia obtinguda en sistemes de petita potència construïts a prop dels consumidors de calor. Una de les característiques de la biomassa és que pot emmagatzemar-se durant molt de temps i normalment és econòmicament viable.

Alguns dels combustibles més comuns utilitzats per al procés de cogeneració són:

- Biomassa de fusta, com per exemple serri.
- Altra tipus de biomassa com palla.

La combinació d'un equip de cycle orgànic de Rankine amb una caldera de biomassa permet la producció d'electricitat a partir d'una font renovable amb un alt rendiment energètic. En plantes de cogeneració a partir de la biomassa es pot produir electricitat i calor amb una alta eficiència gràcies als cicles ORC. Els rangs de potència generada poden oscil·lar entre els 10 kW i 2500 MW sempre depenent del cabal i la temperatura de la font energètica. La solució amb biomassa es basa en l'aprofitament dels gasos d'escapament o l'aigua calenta generada en una caldera de biomassa, per tal d'alimentar l'evaporador en el cycle orgànic de Rankine.

En la actualitat, existeixen diverses plantes basades en aquesta tecnologia que aprofiten, entre d'altres, la calor generada en la combustió amb biomassa per a la generació elèctrica. Algunes de les plantes destacades son Allendorf Eder ( Alemanya, 200 kW), Aichach ( Alemanya, 800 kW), Arta Terme ( Itàlia, 500 kW), Bregenz ( Austria, 1000 kW).



Figura 42: Representació de la biomassa per al cycle ORC. [26]

### 2.12.2. RECUPERACIÓ DE CALOR RESIDUAL

La recuperació de calor residual és un dels punts claus en els ORC degut als elevats preus de l'energia i la necessitat de reduir emissions de CO<sub>2</sub>, el que ha fet augmentar la importància d'aplicacions d'aquest tipus per a processos industrials. La recuperació de calor permet obtenir energia disponible per a ser usada.

La calor residual és aquella continguda en els productes i subproductes d'un procés industrial. Aquesta calor pot ser recuperada per a ser reutilitzada en el mateix procés o bé en un altre. La calor residual de les corrents dels processos industrials suposa una important pèrdua d'energia tèrmica a la indústria. L'aprofitament d'aquesta calor augmenta significativament l'eficiència energètica dels processos i l'eficiència global de la planta. Com major sigui la temperatura de la font de calor residual, major serà la capacitat d'aprofitament de la mateixa per a transformar-se en energia elèctrica amb rendiments més alts.

En els ORC, es transforma la calor en electricitat i es poden utilitzar per a recuperar el calor residual de processos industrials.

Els motors de combustió interna són una font interessant per a la recuperació de calor. L'addició d'un procés ORC per a recuperar la energia dels gasos d'escapament descendents d'una turbina de gas és una forma d'obtenir un sistema eficient de cicle combinat a petita escala.

El combustible per al cicle combinat pot ser un combustible fòssil (principalment gas natural), oli vegetal o biogàs.

Alguns exemples de plantes existents que utilitzen aquesta tecnologia com a metodologia de treball són la central GMK (Alemanya, 50 kW – 2 MW), la central UTC (Estats Units, 280 kW) i la central Electratherm (Estats Units, 50 kW) entre d'altres.



Figura 43: Il·lustració d'una central de cicle combinat. [25]

### 2.12.3. SOLAR TÈRMICA

El cicle de Rankine orgànic permet la producció d'electricitat a partir de l'energia solar, a través del procés de "conversió termodinàmica". Aquest procés utilitza miralls per a captar la radiació solar i concentrar-la per a després escalfar un fluid caloportador que finalment serà la font de calor del ORC.

Existeixen diferents configuracions dels panells solars per tal de recollir les radiacions solars i proporcionar energia calorífica al cicle, els tipus més utilitzats són els col·lectors parabòlics i els col·lectors plans.

Les avantatges d'un cicle orgànic de Rankine basat en aplicacions solars són:

- És possible acumular calor per a ús retardat, per exemple, és possible acumular calor durant el dia i utilitzar-lo durant la tarda o la nit.
- La calor descendent des del sistema de conversió pot fer-se servir a més per a calefacció o refrigeració.

En la actualitat, existeixen diverses plantes que treballen amb la tecnologia d'energia solar en cicles ORC, algunes de les més importants són la planta ORMAT ( Arizona, 1 MW) la qual utilitzava el fluid n-pentà com a fluid de treball i presentava altes eficiències, la planta GMK (Alemanya, 250 kW) i la planta Solar Turbine Group ( 1kW, Sud Àfrica) la qual presenta l'objectiu de desenvolupar una planta solar a petita escala, utilitzant col·lectors de mitjana temperatura per a aconseguir petits rangs de potència.



Figura 44: Il·lustració de col·lectors solars plans i col·lectors solars parabòlics. [24]

#### 2.12.4. ENERGIA GEOTÈRMICA

Les aplicacions d'energia geotèrmica en els cicles ORC tenen un seguit d'avantatges i es presenten com una tecnologia ja coneguda amb un fort potencial de millora en el futur. Una de les avantatges dels cicles orgànics és que produeixen plantes molt compactes comparades amb les plantes Rankine convencionals, degut a la simplicitat dels seus components i a la condensació per sobre de la pressió atmosfèrica.

En aquest cas en el ORC s'utilitza la calor d'una font geotèrmica per vaporitzar un fluid orgànic i produir electricitat a partir d'una turbina o expansor connectada a un generador elèctric. L'obtenció d'una font d'energia directament de la terra (energia geotèrmica), ja sigui per a la generació d'electricitat o per a calefacció, a més de no requerir l'ús de cap combustible fòssil és l'energia renovable més fiable, ja que no depèn de les condicions atmosfèriques.

Els cicles ORC amb energia geotèrmica es classifiquen en dos tipus diferents segons les seves característiques, i poden ser subcrítics o supercrítics.

Els cicles sub crítics són els més estudiats ja que es posseeix més experiència amb ells. La producció elèctrica es molt sensible a la pressió de l'evaporador, el que suposa una forta caiguda si es treballa en càrrega parcial. A més, aquest tipus de cicle no presenten la capacitat per treballar en cogeneració.

Per altra banda, els cicles supercrítics estan poc extensos en l'actualitat i presenten una quasi nul·la sensibilitat de la potència elèctrica produïda a la pressió de l'evaporador, el que permet mantenir el rendiment si s'opera en càrrega parcial. Segons el fluid seleccionat existeix la possibilitat de operar en cogeneració.



Algunes de les plantes que treballen amb energia geotèrmica en l'actualitat són la central Turboden (Itàlia, 200KW-2MW) la central GMK (Alemanya, 50KW-2MW) que també inclou una part amb energia a partir de calor residual, i la central Cryostar (França, 1000KW).



**Figura 45: Exemple de font geotèrmica a la naturalesa [23]**

### **3.- SIMULACIÓ I ESTUDI DE DIVERSOS CICLES DE RANKINE ORGÀNICS (ORCs)**





### 3.- SIMULACIÓ I ESTUDI DE DIVERSOS CICLES DE RANKINE ORGÀNICS

Durant la part de l'estudi dels ORC duta a terme en el projecte, s'han realitzat simulacions de l'operació d'aquestes plantes de potència en les quals s'han variat les condicions d'un determinat cicle de Rankine orgànic per tal d'optimitzar-ne els resultats i avaluar el comportament del cicle. Per altra banda, també s'han modelat cicles de Rankine orgànics extrets d'articles tècnics especialitzats de la bibliografia per tal de contrastar els resultats publicats amb els obtinguts pel nostre model. D'aquesta manera es valida el model utilitzat a la simulació, permetent així ampliar l'estudi a altres condicions o bé fluids diferents de l'article tècnic original.

Primerament, s'escollirà mitjançant un seguit de criteris exposats a continuació, quins són els fluids més adequats per a treballar amb un cicle orgànic de Rankine, amb la finalitat de trobar la màxima eficiència total del cicle i la major potència neta.

En les dues primeres simulacions, es treballarà amb els fluids que es triïn segons els requisits exposats i posteriorment es modificaran les condicions de treball per analitzar com es comportarien els mateixos fluids en unes altres.

#### 3.1. CRITERI DE SELECCIÓ DE FLUIDS PER A LES SIMULACIONS

La selecció del fluid de treball per a les simulacions està basada en un seguit de criteris bàsics que limiten la quantitat de fluids a una petita selecció que aparentment pot ser adequada per a les simulacions del cicle ORC.

- El fluid seleccionat haurà de ser un fluid sec, és a dir, amb una pendent positiva de la línia de vapor saturada en el diagrama T-s.
- La temperatura del punt crític haurà de ser superior a 110 °C, per a poder marcar un límit mínim en la temperatura de la font de calor.
- La pressió de condensació haurà de ser superior a 1 bar per tal d'evitar l'entrada d'aire.
- Es tindrà en compte el factor de destrucció de la capa d'ozó (ODP), tenint preferència per aquells fluids que tinguin aquest valor nul, ja que són mediambientalment més beneficiosos.
- S'analitzarà també el valor del potencial d'escalfament global (GWP), tenint preferència pels fluids amb un valor més baix.

A partir dels criteris anteriors, en la Taula 3 es mostra un recull de fluids que compleixen els requisits imposats per a ser escollits.

Fluid	T crítica (°C)	Pcondensació (bar)	ODP	GWP
<b>R114</b>	145,7	3,369	0,8	8000
<b>R123</b>	183,7	1,547	0,022	250
<b>R245fa</b>	154	2,496	0	820
<b>R236fa</b>	124,9	4,375	0	6300
<b>R600</b>	152	3,792	0	3
<b>FC87</b>	147,9	1,477	0	5000
<b>HFE7000</b>	165	1,197	0	575
<b>Isobutà</b>	134,7	5,309	0	20
<b>Isopentà</b>	187,2	1,513	0	11
<b>n-Butà</b>	152	3,792	0	3

Taula 3: Fluids orgànics escollits que aconsegueixen les condicions imposades. [18]

Finalment, s'ha de tenir en compte un criteri de seguretat en planta per tal de prevenir possibles accidents provocats per un fluid inflamable. D'aquesta manera, els fluids **R600**, **Isobutà**, **Isopentà** i **n-Butà** es descarten degut a un major risc d'inflamació i possible causa d'accident a planta.

D'aquesta manera, dels fluids restants s'escullen 3 per a poder dur a terme algunes de les experimentacions que s'analitzaran en el projecte. Els fluids escollits seran testats en cada simulació i per a cada cas s'acabarà decidint quin seria el que es comportaria millor en les condicions establertes.

Els fluids escollits degut a les seves propietats són:

- R123
- R245fa

### 3.2. PRIMERA SIMULACIÓ

En la primera simulació que s'ha realitzat es parteix d'un cicle de Rankine orgànic sense recuperador de calor amb unes condicions de treball establertes i es pretén analitzar els resultats que s'obtenen a partir de treballar sota aquestes condicions. Posteriorment es pretén analitzar el comportament del cicle sota unes altres condicions de treball a partir de modificar paràmetres com la temperatura de la font freda o calenta i variar el cabal màssic de fluid orgànic circulant per al cicle.

A més, es pretén realitzar un seguit de taules paramètriques obtingudes mitjançant el software Engineering Equation Solver (EES) per tal d'analitzar el comportament d'algunes variables a partir de la seva variació progressiva.

El fluid secundari (calent) de l'evaporador del cicle són gasos residuals procedents d'una combustió, els quals s'han simulat com si fos aire, mentre que el fluid secundari (fred) del condensador s'ha considerat que era aigua de refrigeració.

Així doncs, les condicions inicials del cicle són les següents:

Dades d'entrada a la simulació EES	Valor
<b>Cabal màssic fluid orgànic (kg/s)</b>	1
<b>Temperatura d'evaporació (°C)</b>	130
<b>Temperatura de condensació (°C)</b>	30
<b>Cabal màssic fluid secundari a l'evaporador: Gasos residuals d'una combustió (kg/s)</b>	5
<b>Cabal màssic fluid secundari al condensador (kg/s)</b>	10
<b>Sobreescalfament a l'evaporador: Aigua de refrigeració (°C)</b>	5
<b>Subrefredament al condensador (°C)</b>	5
<b>Pinch point a l'evaporador (°C)</b>	10
<b>Pinch point al condensador (°C)</b>	10
<b>Rendiment isentròpic de la bomba</b>	0,8
<b>Rendiment isentròpic de l'expansor</b>	0,8
<b>Rendiment del Recuperador</b>	0

Taula 4: Paràmetres inicials de la primera simulació de ORC

En aquesta simulació no es tenen en compte els factors UA dels bescanviadors, que seran analitzats i calculats més endavant, la simulació està centrada en observar el comportament global del cicle en quant a l'eficiència i potència total neta del mateix.

D'aquesta manera, els resultats obtinguts per a cada un dels fluids en quant a rendiments del cicle i potència total neta són els següents:

Fluid	Rendiment del cicle	Potència total neta (W)
<b>R123</b>	0,1508	35550
<b>R245fa</b>	0,1411	37031

Taula 5: Resultats obtinguts al realitzar la primera simulació.

A partir d'analitzar els resultats de com s'ha comportat el cicle per cada un dels fluids simulats en quant al valor de l'eficiència i potència total neta, el fluid escollit per aquesta primera simulació és el R245fa, amb el qual s'efectuaran un seguit de millores i variants en el cicle per tal d'analitzar el comportament, encara que en la part final de la simulació es durà a terme una comparativa amb els valors que caracteritzen la mida de la turbina o expansor amb el fluid R123.

### 3.2.1 OPTIMITZACIÓ DE LA PRIMERA SIMULACIÓ

Amb l'objectiu d'estudiar una possible millora del cicle ORC, s'incrementa la temperatura de la font de calor, que es té en compte que pot provenir de gasos de combustió, suposant que la temperatura a la qual es du a terme el procés d'evaporació augmenta en 15 °C, sent la temperatura d'evaporació  $T_{ev}=145$  °C.

Per altra banda, es manté constant la temperatura a la qual es produeix la condensació en 30°C, així com el pinch point tant a l'evaporador com al condensador i la temperatura de sobreescalfament a l'evaporador.

Els resultats obtinguts per al fluid R245fa es mostren en la taula 6:

Fluid	T evaporació °C	T sobreescalfament evaporador °C	Rendiment del cicle	Potència total neta (W)
<b>R245fa</b>	145	5	0,1495	39786

Taula 6: Resultats obtinguts amb una  $T_{ev}$  de 145 °C fluid R245fa



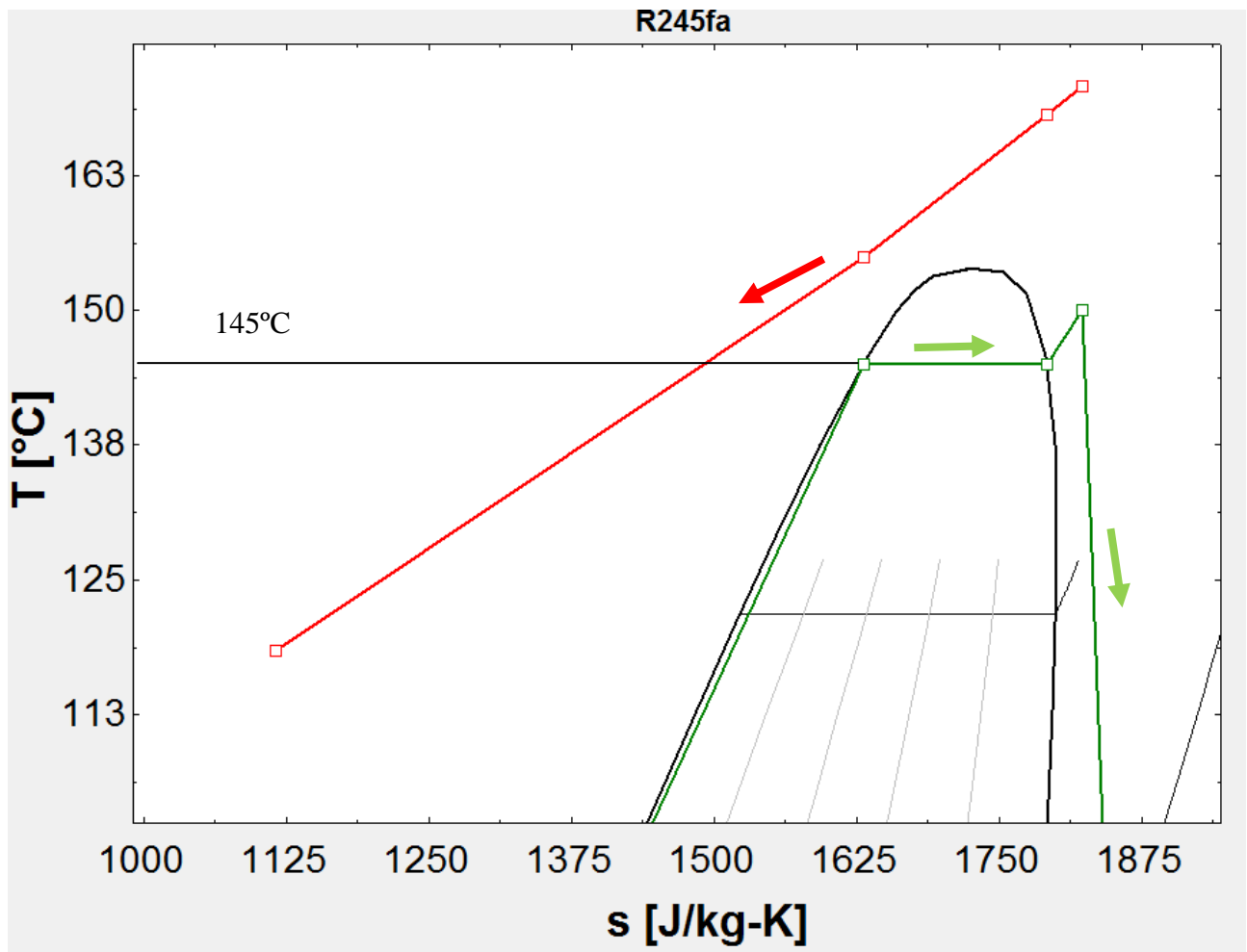


Figura 47: Diagrama T-s del fluid R245fa ampliat.

S'observa que hi ha un gradient de sobreescalfament de 5°C abans de sortir de l'evaporador, valor que és fixat en la simulació. Aquest valor pot ser optimitzat augmentant un gradient de temperatura major per al sobreescalfament del fluid orgànic fins a 10 °C, millorant encara més l'eficiència del cicle i la potència neta total.

Els resultats si es simula el cicle amb la temperatura d'evaporació fixada a 145°C i la temperatura de sobreescalfament de 10°C són els següents:

Fluid	T evaporació °C	T sobreescalfament evaporador °C	Rendiment del cicle	Potència total neta (W)
<b>R245fa</b>	145	10	0,1506	41601

Taula 7: Resultats obtinguts amb una T<sub>ev</sub> de 145 °C i T sobreescalfament de 10 °C fluid R245fa.

Una millora en aquest dos factors provoquen un augment notable tant en el rendiment del cicle com en la potència total neta.

A continuació, s'avalua com afectaria una variació en els inputs del condensador en comptes de fer-se en l'evaporador, per poder analitzar i comparar quina de les mesures seria més productiva a l'hora d'efectuar una optimització.

Els valors inicials establerts es mostren a continuació, i per aquesta simulació s'imposa una temperatura de subrefredament de 5 °C, que serà modificat posteriorment per analitzar com evoluciona el treball del cicle.

Paràmetre d'entrada de la simulació	Valor
Cabal màssic fluid orgànic (kg/s)	1
Temperatura d'evaporació ( °C)	130
Temperatura de condensació (°C)	25
Cabal màssic fluid secundari a l'evaporador (kg/s)	5
Cabal màssic fluid secundari al condensador (kg/s)	10
Sobreescalfament a l'evaporador (°C)	5
Subrefredament al condensador (°C)	5
Pinch point a l'evaporador (°C)	10
Pinch point al condensador (°C)	10
Rendiment isentròpic de la bomba	0,8
Rendiment isentròpic de l'expansor	0,8
Rendiment del Recuperador	0

Taula 8: Condicions inicials variant la temperatura de condensació.

Els resultats de la simulació a partir de fer treballar el cicle sota les condicions anteriors es mostren a la taula 9.

Fluid	T condensació °C	T subrefredament condensador °C	Rendiment del cicle	Potència total neta (W)
<b>R245fa</b>	25	5	0,148	39797

Taula 9: Resultats de la simulació amb la temperatura de condensació de 25 °C fluid R245fa.

Un cop obtinguts els resultats en les condicions imposades anteriorment, es mostra el diagrama T-s del cicle on s'observa com la temperatura a la qual es du a terme la condensació passa a ser de 25°C en comptes dels 30°C que s'havien fixat inicialment en la primera simulació.

En la figura 48 es pot apreciar la temperatura de condensació i el gradient de temperatura degut a subrefredament marcat en 5°C

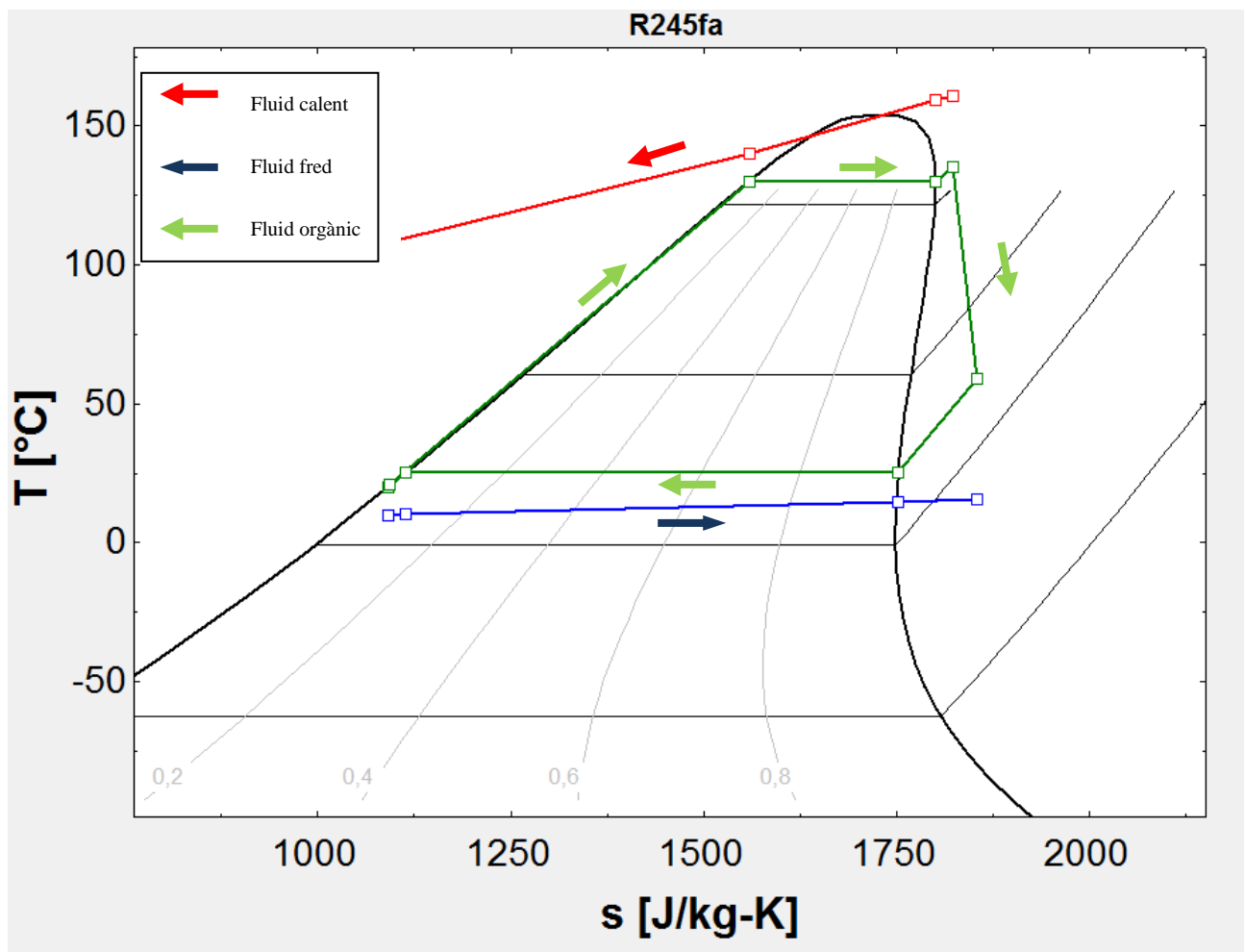


Figura 48: Diagrama T-s del fluid R245fa del cicle amb  $T_{cd}=25^{\circ}\text{C}$



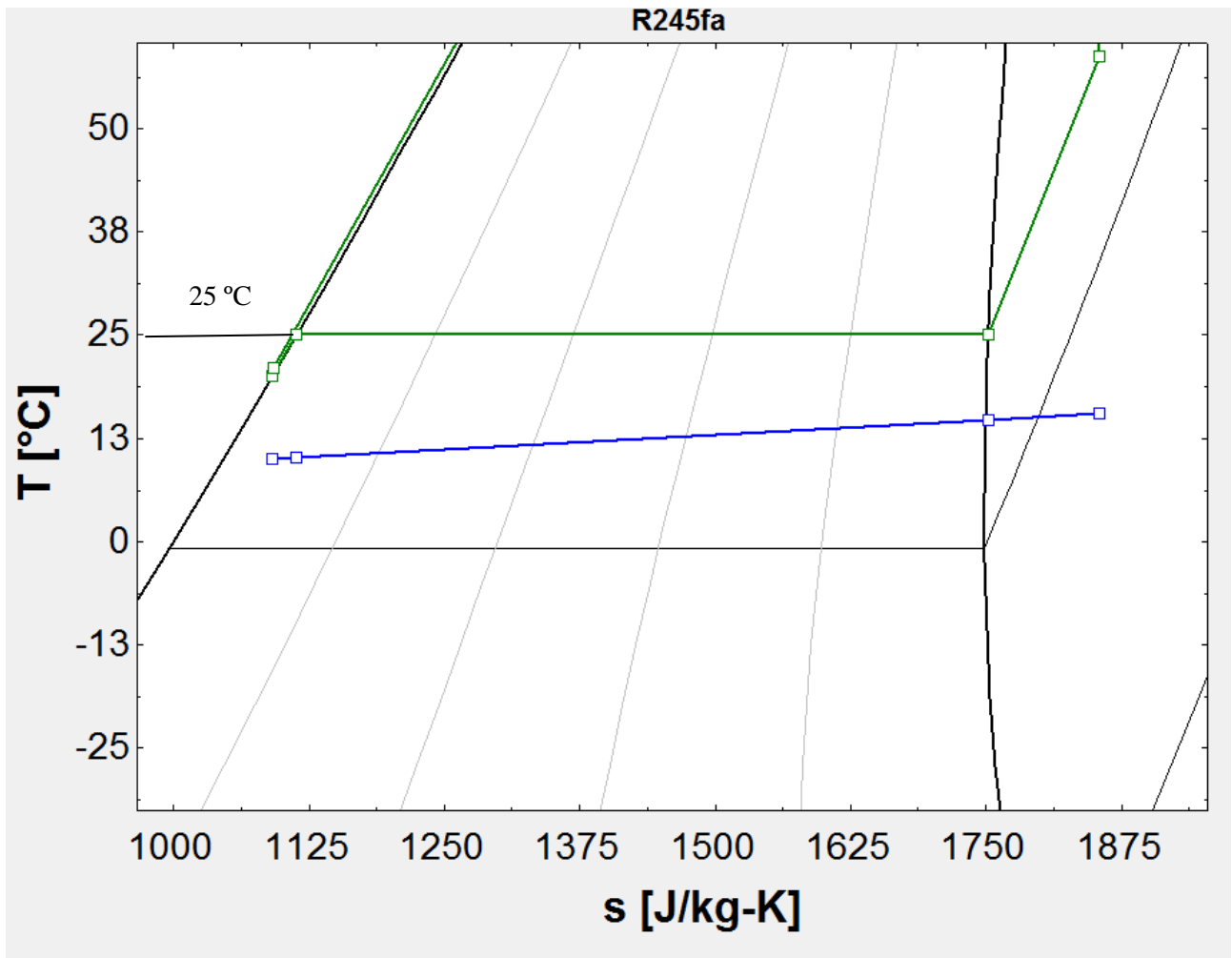


Figura 49: Ampliació de la regió d'evaporació del diagrama T-s del fluid R245fa

En els resultats d'aquesta simulació, s'ha observat que disminuint simplement un gradient de  $5^{\circ}\text{C}$  en la temperatura de condensació, s'obtenen resultats molt similars a l'augment de  $15^{\circ}\text{C}$  en l'evaporació.

Com s'ha fet en el cas de l'evaporador, per analitzar com es comportaria el cicle si varia la temperatura de subrefredament, s'augmenta fins a un gradient de  $10^{\circ}\text{C}$  i s'analitzen els resultats obtinguts.

Fluid	T condensació $^{\circ}\text{C}$	T subrefredament condensador $^{\circ}\text{C}$	Rendiment del cicle	Potència total neta (W)
R245fa	25	10	0,1445	39817

Taula 10: Resultats de la primera simulació amb l'augment de la T de subrefredament a  $10^{\circ}\text{C}$  fluid R245fa.

Malgrat que la potència total neta augmenta mínimament respecte la simulació anterior, el rendiment del cicle disminueix degut a la temperatura a la qual surt el fluid refrigerant del condensador. Això és deu a que a l'augmentar el valor del subrefredament al condensador, la temperatura a la qual el fluid orgànic surt del bescanviador és més baixa que en la simulació anterior, el que produeix que en etapes posteriors com en l'evaporació, s'hagi de gastar més energia calorífica per tal d'arribar a la temperatura d'evaporació.

### 3.2.2. REALITZACIÓ DE TAULES PARAMÈTRIQUES A PARTIR DE LA SIMULACIÓ INICIAL

En aquest capítol, a partir de les condicions inicials que s'han utilitzat en la primera simulació ( *capítol 3.2* ), es realitzen un seguit de taules paramètriques obtingudes a partir de variar alguns valors de la simulació com són:

- Variació cabal màssic fluid orgànic R245fa.

1..10	1 $\dot{M}$ [kg/s]	2 $\dot{W}_{net}$ [W]	3 $\dot{W}_{pp}$ [W]	4 $\dot{W}_{exp}$ [W]	5 $\eta_{cycle}$ [-]
Run 1	1	37031	2019	39050	0,1411
Run 2	2	74062	4038	78100	0,1411
Run 3	3	111093	6057	117150	0,1411
Run 4	4	148124	8076	156200	0,1411
Run 5	5	185155	10095	195250	0,1411
Run 6	6	222186	12114	234301	0,1411
Run 7	7	259218	14133	273351	0,1411
Run 8	8	296249	16152	312401	0,1411
Run 9	9	333280	18171	351451	0,1411
Run 10	10	370311	20190	390501	0,1411

Taula 11: Taula paramètrica variant el valor del cabal màssic fluid R245fa.

En la taula 11, es mostra el comportament del cicle a partir de la variació dels valors del cabal màssic del fluid orgànic R245fa per tal d'analitzar com variarien valors com la potència neta total, la potència en la bomba i l'expansor i el rendiment del cicle. Com es pot veure en la taula, l'augment de potències es proporcional cada cop que s'augmenta el valor del cabal màssic, mentre que el rendiment del cicle es manté constant en el mateix valor sense patir cap modificació.

➤ Variació temperatura d'evaporació en l'evaporador:

1..10	1 $T_{ev}$ [C]	2 $\dot{W}_{net}$ [W]	3 $\dot{W}_{exp}$ [W]	4 $\dot{W}_{pp}$ [W]	5 $\eta_{cycle}$ [-]
Run 1	110	31864	33168	1304	0,1259
Run 2	115	33282	34746	1464	0,1302
Run 3	120	34621	36257	1636	0,1341
Run 4	125	35873	37693	1820	0,1378
Run 5	130	37031	39050	2019	0,1411
Run 6	135	38084	40316	2233	0,1442
Run 7	140	39012	41476	2463	0,147
Run 8	145	39786	42500	2714	0,1495
Run 9	150	40339	43330	2991	0,1517
Run 10	150	40339	43330	2991	0,1517

Taula 12: Taula paramètrica variant el valor de la temperatura d'evaporació fluid R245fa.

En la taula 12 es mostra la variació que presenta el cicle a partir d'efectuar modificacions progressives en la temperatura d'evaporació. S'observa que tant el treball net com el rendiment del cicle augmenten a la vegada que augmenta la temperatura d'evaporació, però es detecta que no és una progressió lineal, la qual cosa es demostra en la gràfica que es pot veure a continuació.

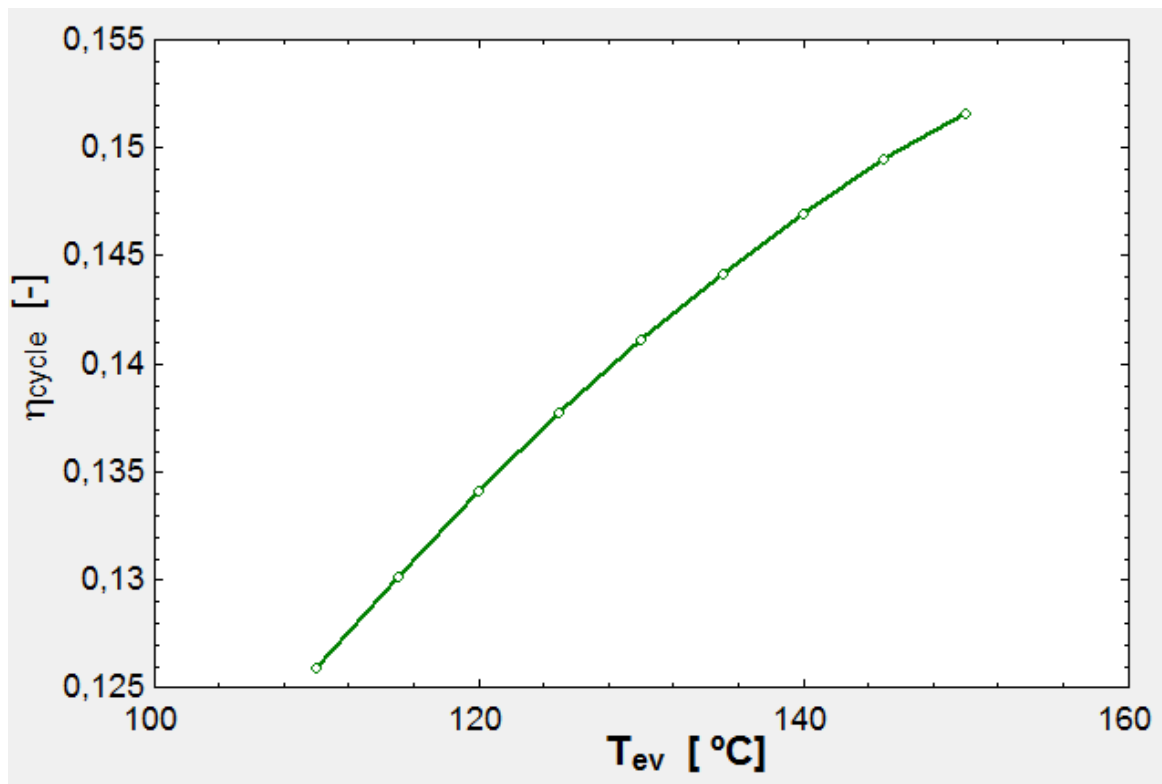


Figura 50: Variació del rendiment del cicle ORC en funció de la temperatura d'evaporació ( $T_{ev}$ ) pel fluid R245fa

En la figura 50 es mostra la gràfica en la qual es pot observar com augmenta el rendiment del cicle a mesura que augmenta la temperatura d'evaporació, però que la tendència que presenta la gràfica no és totalment lineal.

- Variació temperatura de condensació al condensador.

1..10	1 $T_{cd}$ [C]	2 $\dot{W}_{net}$ [W]	3 $\dot{W}_{exp}$ [W]	4 $\dot{W}_{pp}$ [W]	5 $\eta_{cycle}$ [-]
Run 1	15	45607	47637	2030	0,1617
Run 2	20	42655	44685	2030	0,1548
Run 3	25	39797	41824	2026	0,148
Run 4	30	37031	39050	2019	0,1411
Run 5	35	34354	36362	2008	0,1343
Run 6	40	31766	33759	1992	0,1275
Run 7	45	29265	31237	1972	0,1208
Run 8	50	26849	28795	1946	0,114
Run 9	55	24519	26432	1913	0,1072
Run 10	50	26849	28795	1946	0,114

Taula 13: Taula paramètrica variant el valor de la temperatura de condensació fluid R245fa.

Per a la variació en la temperatura de condensació s'ha observat, com era d'esperar, que tant la potència neta total com el rendiment del cicle disminueixen a mesura que augmenta la temperatura de condensació. Per altra banda, s'ha realitzat una gràfica tal com en el cas anterior que mostra la variació de l'eficiència del cicle en relació a la variació de la temperatura de condensació.

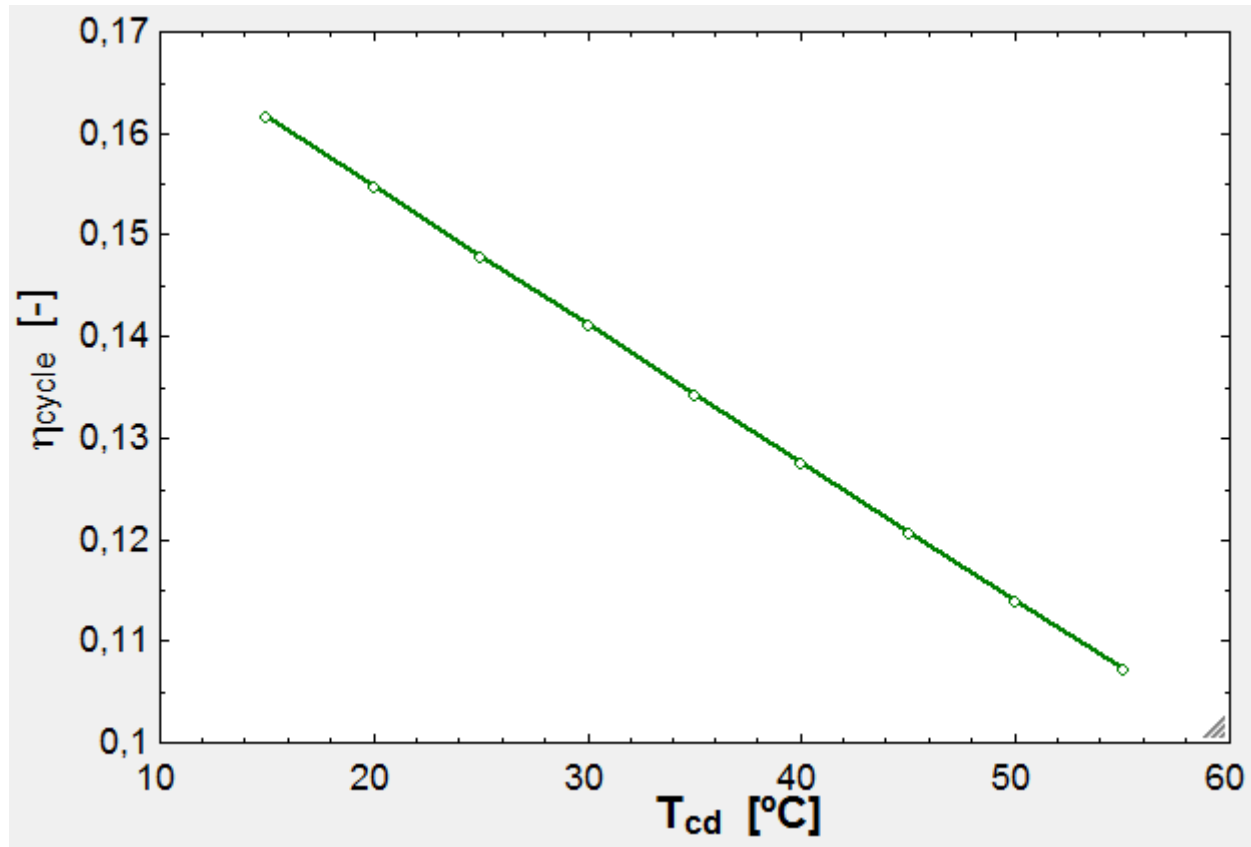


Figura 51: gràfic del rendiment del cicle en front  $T_{\text{cd}}$  fluid R245fa.

En el gràfic de la figura 51, a diferència del que passava amb la temperatura d' evaporació, s'aprecia quasi en la seva totalitat un comportament lineal en la variació de temperatura de condensació respecte el rendiment del cicle. A més, cal destacar que a partir de la variació de la temperatura de condensació del cicle és quan s'han pogut obtenir rendiments més elevats en el cicle simulat en les condicions imposades.

A part d'aquestes taules paramètriques, s'ha volgut estudiar en aquesta simulació com varien els factors que determinen la mida de la turbina o expansor a partir de realitzar taules paramètriques en les quals es varia la temperatura d'entrada del fluid secundari a l'evaporador i s'analitza l'evolució d'aquest paràmetres.

En la figura següent es mostra la gràfica de la variació de la temperatura d'entrada a l'evaporador i es representa com varia el paràmetre VFR ("Volume flow ratio") a partir d'aquest increment.

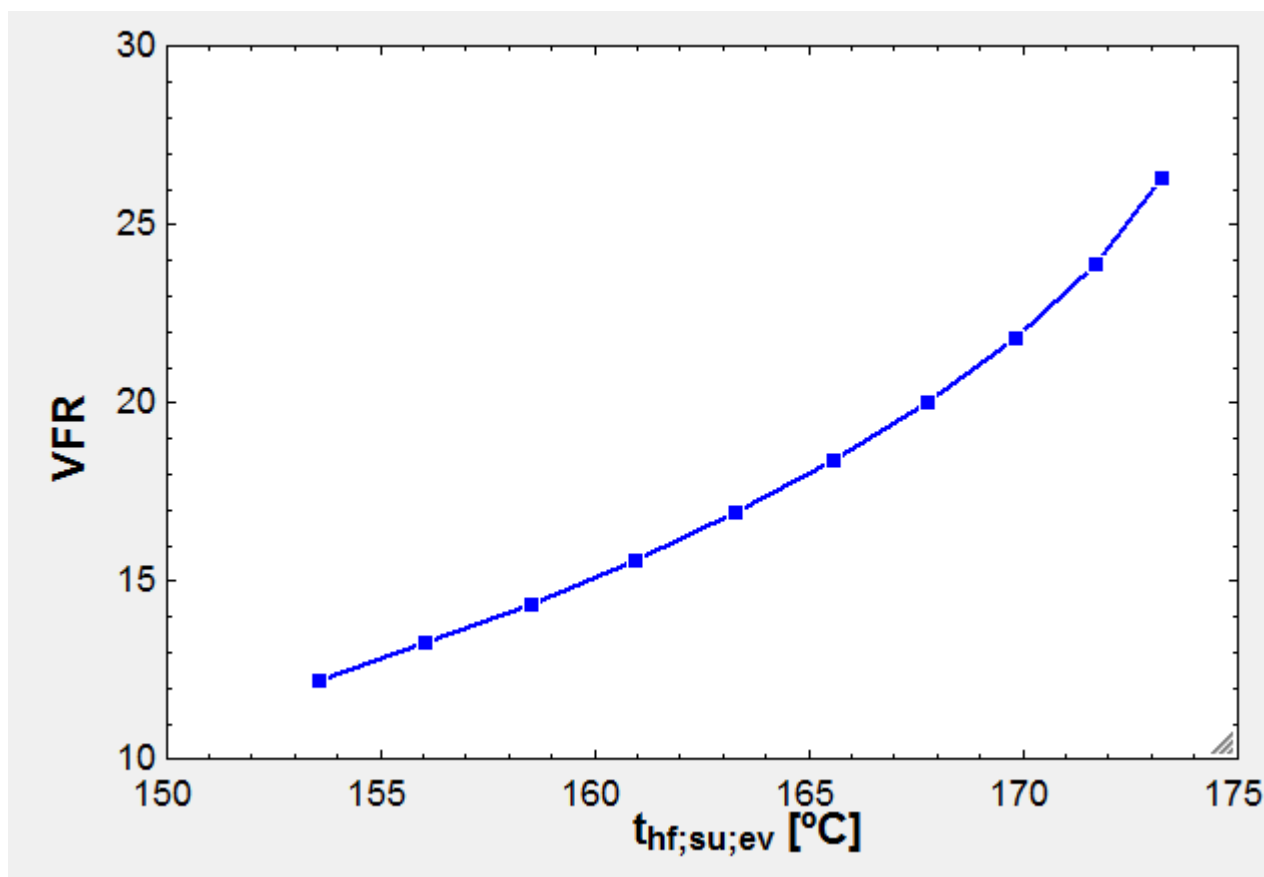


Figura 52: Gràfica de la variació del paràmetre VFR en funció de la temperatura d'entrada del fluid secundari (calent) a l'evaporador. Fluid 245fa.

Per tal de veure a quin rang de potències fa referència aquesta variació en el paràmetre VFR, la figura següent representa la variació del paràmetre VFR en vers la potència neta del cicle obtinguda.

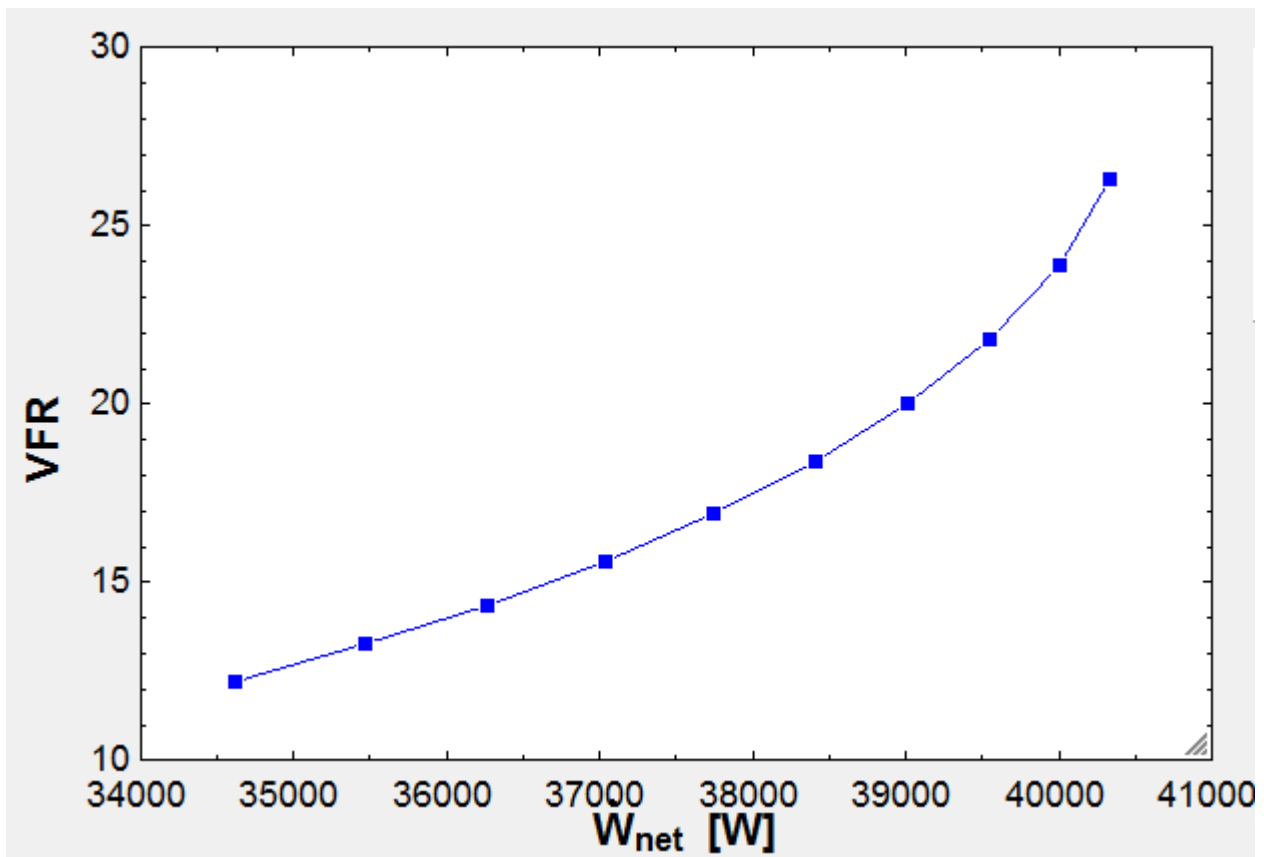


Figura 53: Variació de la potència neta del cicle en relació a la variació del factor VFR. Fluid R245fa.

Així doncs, un augment en la temperatura d'entrada del fluid calent a l'evaporador comporta un augment en el paràmetre VFR de la turbina o expansor, que alhora comporta un augment en la potència neta total del cicle de Rankine Orgànic, la qual cosa comporta un augment en la mida de l'equip i un increment en el cost del mateix.

A continuació es mostra la gràfica del mateix estudi però estudiant el paràmetre SP, es a dir el "Size parameter" de la turbina o expansor.

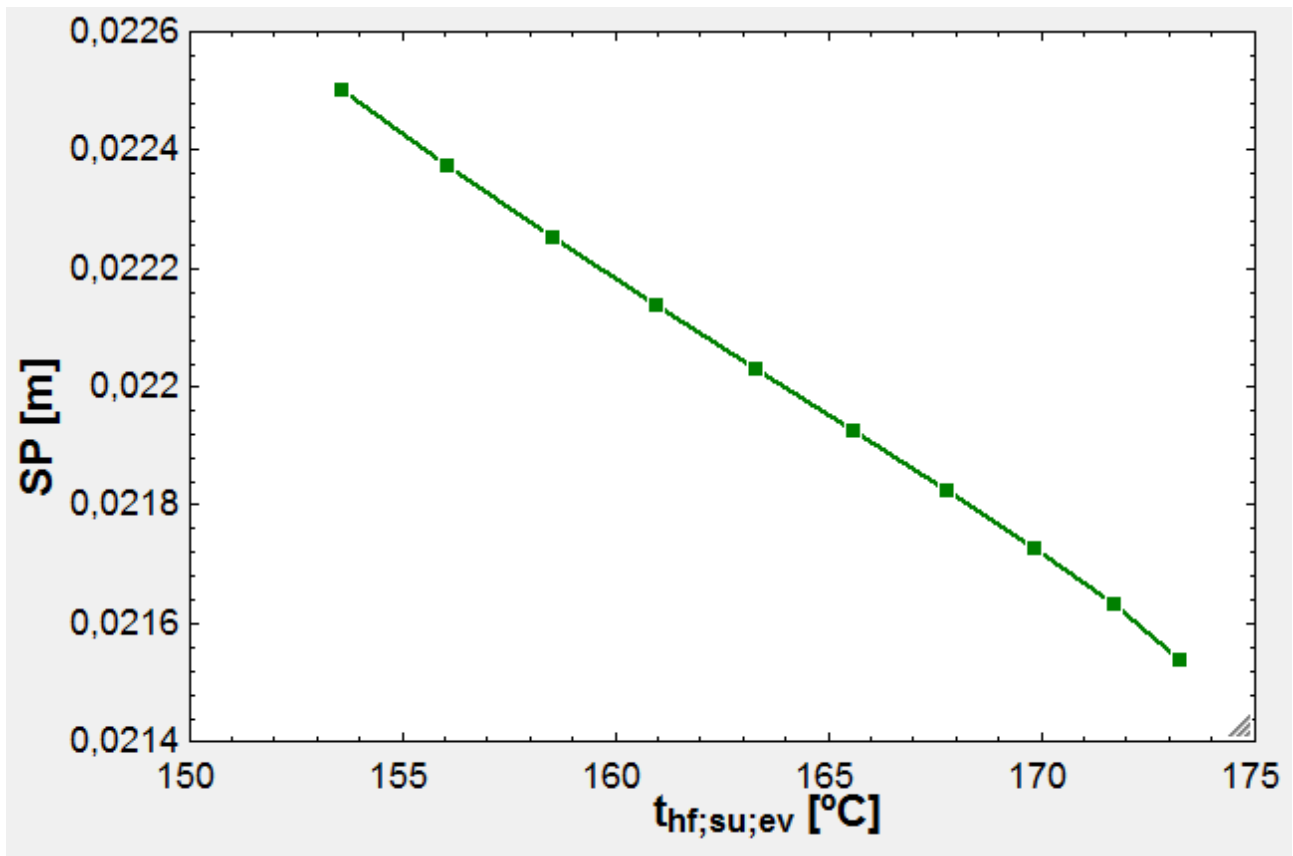


Figura 54: Representació del valor SP en funció de la temperatura d'entrada a l'evaporador del fluid calent. El fluid refrigerant és R245fa.

Al contrari que passava amb el paràmetre VFR, pel paràmetre SP com més elevada és la temperatura d'entrada del fluid a l'evaporador més baix és el valor del mateix corresponent a la turbina o expansor. Ja es va comentar en l'Apartat 2.7.4 que el paràmetre SP és proporcional a la grandària que ha de tenir la turbina o expansor. Per tant el valor de SP afecta directament a la mida de la turbina o expansor de tal manera que si el valor de SP disminueix implica que també hi ha una disminució en el cost total de l'equip expansor i per tant del cicle ORC en general. Pel contrari, com més elevat es el valor SP en el cicle ORC de treball, més cara és la turbina o expansor que s'ha d'emprar.

El rang de potències en el qual es treballa per aquest cas és el mateix que per al factor VFR, sent entre una potència de 34,5 kW i 40,5 kW per a les variacions representades gràficament.

Per tal de poder dur a terme una comparativa més acurada sobre els factors referents a la mida de la turbina o expansor, s'ha decidit de simular les mateixes condicions amb el fluid R123, malgrat que no s'ha utilitzat al llarg de la simulació. D'aquesta manera es pretén comparar els valors que dona una turbina o expansor amb un altra fluid de treball.

En la figura següent es mostra la gràfica de la variació de la temperatura d'entrada a l'evaporador i es representa com varia el factor VFR a partir d'aquest increment per al fluid de treball R123fa.



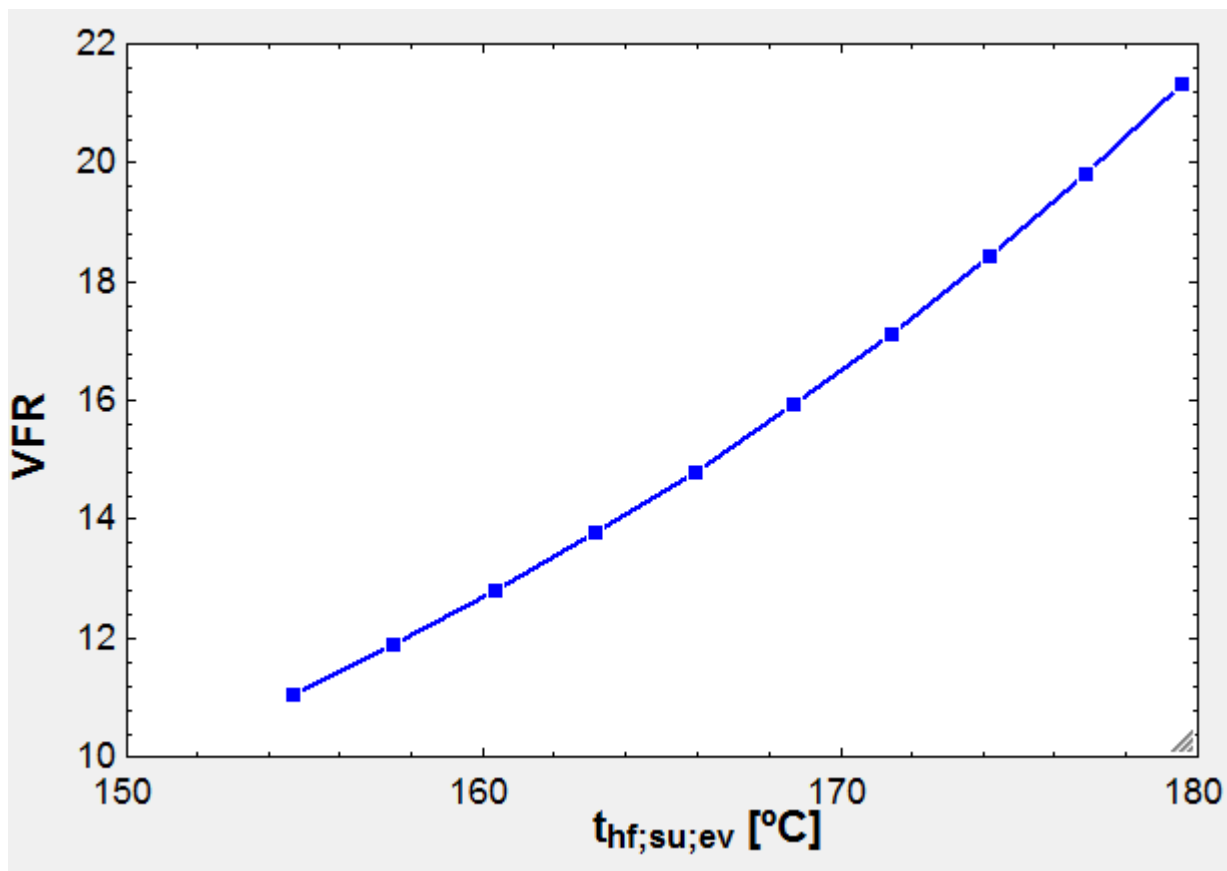


Figura 55: Gràfica de la variació del paràmetre VFR en funció de la temperatura d'entrada del fluid secundària a l'evaporador. Fluid R123.

De la mateixa manera que amb el fluid R245fa, per tal de veure a quin rang de potències fa referència aquesta variació en el factor VFR, la figura següent representa la variació del paràmetre VFR en vers la potència neta del cicle obtinguda.

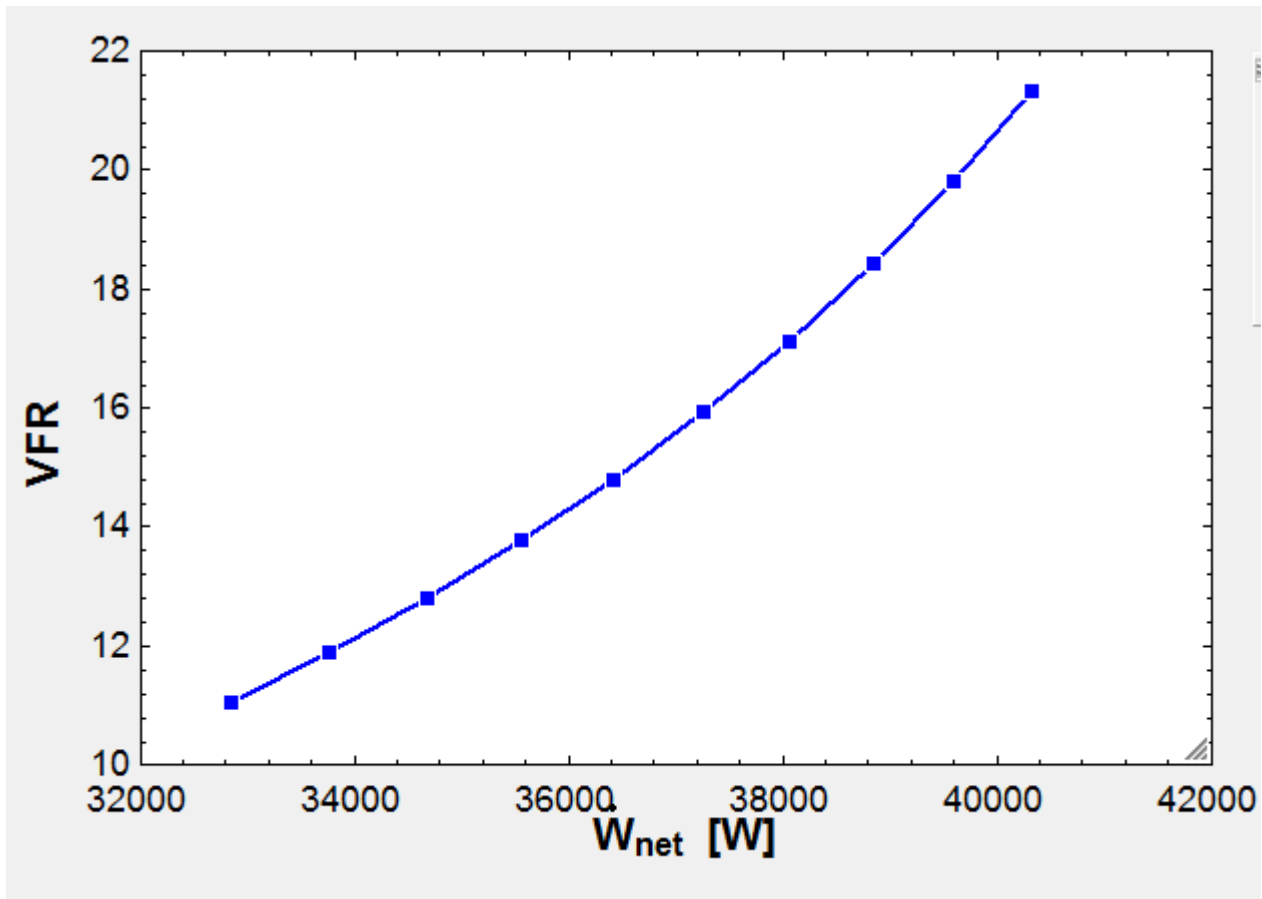


Figura 56: Variació de la potència neta del cicle en relació a la variació del factor VFR. Fluid refrigerant R123.

En comparació amb el fluid R245fa, el treball net del cicle es troba en rangs de potència molt similars per al R123, però per al contrari, el valor VFR és menor per a les simulacions amb el fluid R123, el que significa un rati de volums menor si el fluid orgànic de treball és el R123.

A continuació es mostra la gràfica del mateix estudi però estudiant el factor SP de la turbina o expansor.

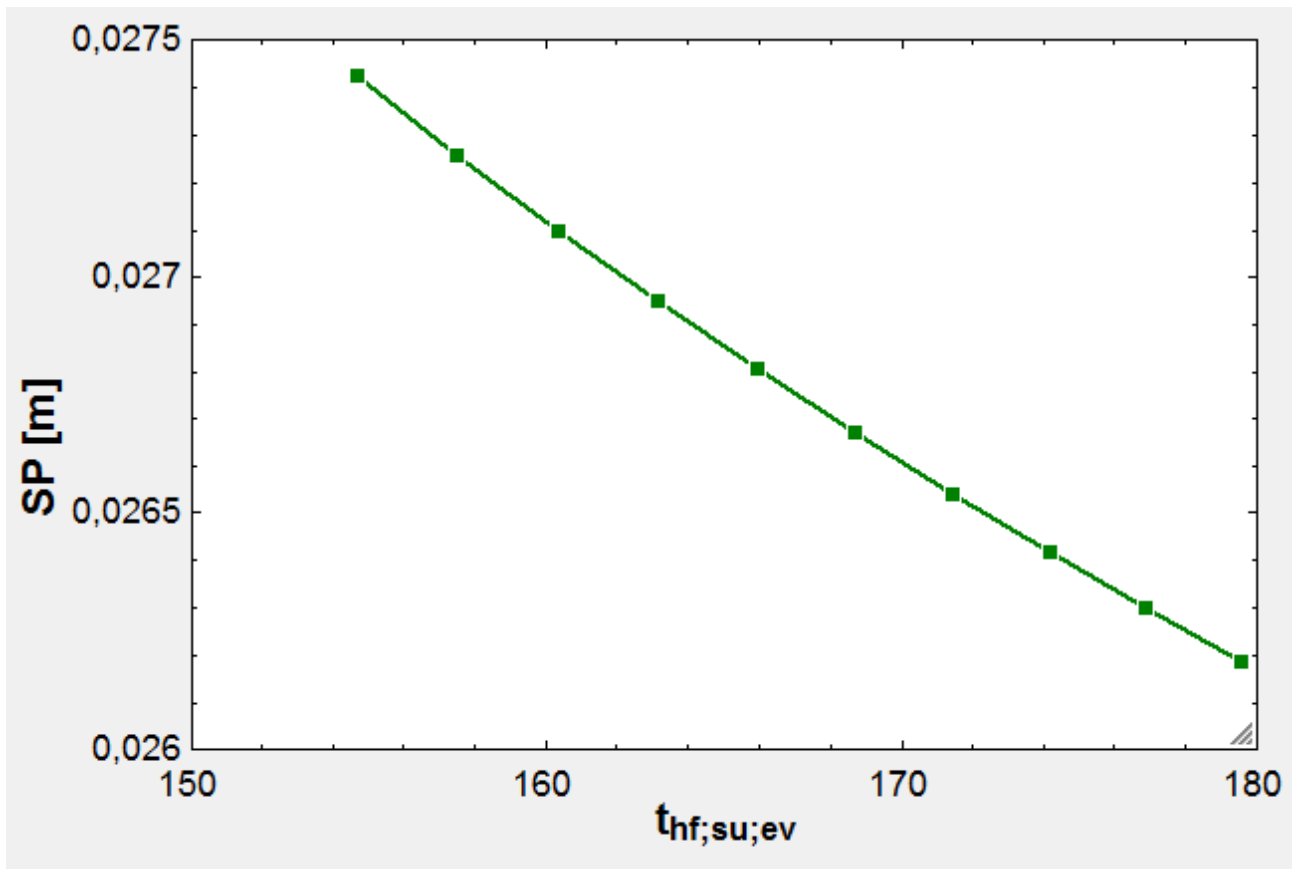


Figura 57: Representació del valor SP en funció de la temperatura d'entrada a l'evaporador del fluid calent. Fluid refrigerant R123.

Per al fluid R123, s'observa en comparació amb el R245fa que s'obtenen valors de SP més grans que per a l'altra fluid. És cert que les temperatures d'entrada del fluid calent a l'evaporador són més elevades que les que s'havien trobat amb el fluid R245fa per a les mateixes condicions de treball, però si s'analitza un punt concret per als dos fluids, per exemple una temperatura del fluid calent de 160 °C, s'observa que per al fluid R245fa el valor SP és d'aproximadament 0,0222 m, mentre que per al fluid R123, quan la temperatura d'entrada del fluid calent a l'evaporador és de 160 °C el valor SP és d'aproximadament 0,027m.

Com s'ha comentat anteriorment, com més gran es el paràmetre SP de la turbina o expansor ha de tenir major grandària per a treballar en les condicions del cicle (Ja s'ha comentat que el paràmetre SP és proporcional al tamany actual de la turbina o expansor). D'aquesta manera, a partir d'aquesta comparativa es conclou que per a aquestes condicions de treball simulades, el fluid R123 requeriria una turbina o expansor més gran que si es treballés amb el fluid R245fa. Aquest fet comporta un factor econòmic addicional i és que com més gran sigui la turbina o expansor, més elevat és el cost del cicle ORC.

### 3.3. SEGONA SIMULACIÓ

En aquesta simulació s'analitza el cicle de Rankine orgànic afegint el component del recuperador de calor ( o regenerador) , donant lloc d'aquesta manera a un cicle RORC. A més, es modelen els bescanviadors de calor que intervenen en el cicle de treball així com també es modificarà el Pinch Point a l'evaporador i al condensador, un paràmetre que afecta directament al disseny dels bescanviadors i s'avaluarà el perquè de la seva elecció.

Les condicions inicials establertes són les mateixes que per a la primera simulació, amb la diferència que s'introdueix un recuperador amb un rendiment de 0,5. Tal com s'ha fet en la simulació anterior, primerament és simularà el cicle per tal de saber quin dels fluids de treball escollits donaria millors prestacions en aquesta simulació, fixant-se novament com a paràmetres importants el rendiment total del cicle i la potència total neta.

El fluid secundari (fluid calent) de l'evaporador del cicle són els gasos residuals procedents d'una combustió modelats com si fossin aire, mentre que el fluid secundari (fluid fred) del condensador s'ha considerat que és aigua de refrigeració.

<b>Valors dels paràmetres d'entrada de la segona simulació</b>	<b>Valor</b>
<b>Cabal màssic fluid orgànic (kg/s)</b>	1
<b>Temperatura d'evaporació ( °C)</b>	130
<b>Temperatura de condensació (°C)</b>	30
<b>Cabal màssic fluid secundari a l'evaporador (kg/s)</b>	5
<b>Cabal màssic fluid secundari al condensador (kg/s)</b>	10
<b>Sobreescalfament a l'evaporador (°C)</b>	5
<b>Subrefredament al condensador (°C)</b>	5
<b>Pinch point a l'evaporador (°C)</b>	10
<b>Pinch point al condensador (°C)</b>	10
<b>Rendiment isentròpic de la bomba</b>	0,8
<b>Rendiment isentròpic de l'expansor</b>	0,8
<b>Rendiment del Recuperador</b>	0,5

Taula 14: Taula amb les condicions inicials per a la segona simulació.

Per a escollir el fluid en aquesta segona simulació, es tindrà en compte solament el rendiment del cicle i la potència total neta, i un cop s'hagi escollit el fluid es dura a terme la simulació observant els factors U·A de cada un dels bescanviadors i optimitzant el Pinch Point per tal d'aconseguir millores en el disseny d'aquests.

En la taula 15 es mostren els resultats obtinguts a partir de simular el cicle amb les condicions inicials tabulades anteriorment.

Fluid	Rendiment del cicle	Potència total neta (W)
R123	0,1608	35550
R245fa	0,1514	37031

Taula 15: Taula amb els resultats per a diversos fluids de la segona simulació.

Malgrat que la potència total neta segueix sent major per al fluid R245fa, per a dur a terme aquesta segona simulació s'utilitzarà el fluid refrigerant R123, degut a que presenta un millor rendiment amb diferència respecte els altres fluids.

D'aquesta manera, per al fluid R123 es mostren els resultats referents als factors U·A en els bescanviadors, factor que determina l'àrea necessària per al bescanviador en funció de la quantitat de calor que ha de dissipar o bé absorbir depenent del tipus de bescanviador en el qual es treballi.

Fluid	Pinch Point evaporador (°C)	Pinch Point condensador (°C)	UA Evaporador (W/°C)	UA Condensador (W/°C)	UA Regenerador (W/°C)
R123	10	10	9182	14365	670,1

Taula 16: Taula amb els Pinch Point i valors U·A dels bescanviadors

A partir dels resultats obtinguts en la simulació anterior, es decideix modelar en base a les dades obtingudes els bescanviadors que estan presents en el cicle: El recuperador, condensador i evaporador.

Per a dur a terme el modelat dels bescanviadors, s'utilitza el Software **SSP G7**, el qual permet, a partir de les dades de temperatura, cabals i/o potències, estimar un model de bescanviador adequat per a tal de complir amb les condicions imposades.

### 3.3.1. MODELAT DEL RECUPERADOR

Per al modelat del recuperador, els inputs introduïts al programa és mostren a la figura 58.

Fluid Side 1	R123	Liquid ▼
Fluid Side 2	R123	50,0 bar ▼
CoCurrent	<input type="checkbox"/>	
Exchangers	B-Types ▼	
	Side 1	Side 2
Heat load	14,60	kW
Inlet temperature	25,69 °C	64,41 °C
Outlet temperature	39,68 °C	44,77 °C
Flow	<input type="text"/> kg/s	<input type="text"/> kg/s
Max pressure drop	50,0 kPa	50,0 kPa

Figura 58: inputs per al recuperador. [22]

Les dades de les temperatures d'entrada i de sortida s'han extret del resultat de la simulació en les condicions inicials, que es pot trobar a l'ANNEX A.5.3

D'aquesta manera, el recuperador òptim per a complir amb les condicions d'entrada imposades és el següent:

## B26 All 304, M-pressure

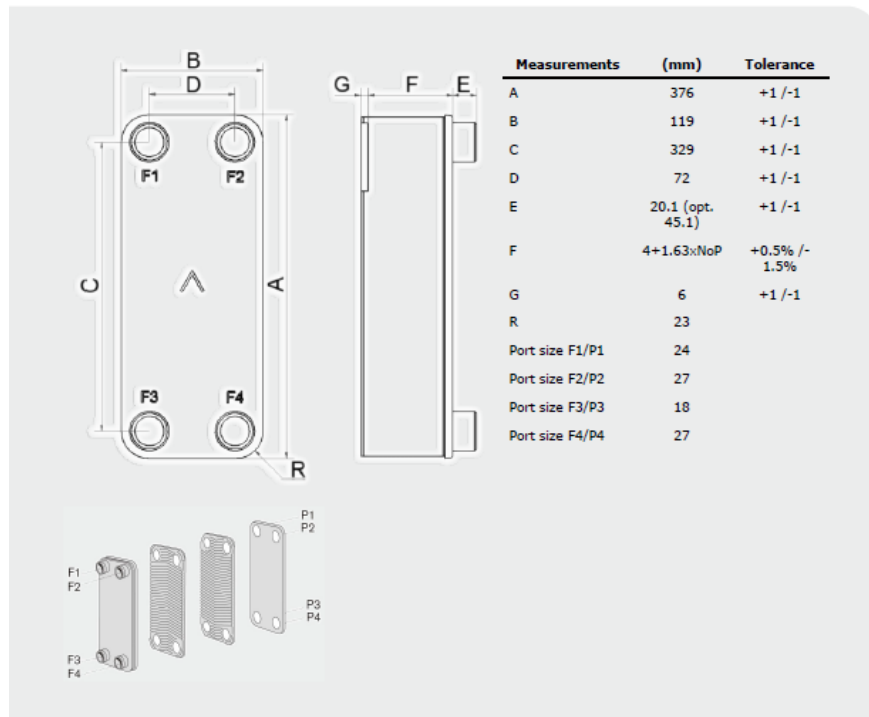


PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m <sup>2</sup>		1,31
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>		11,1
Mean temperature difference	K		21,78
O.H.T.C. (available/required)	W/m <sup>2</sup> , °C		533/511
Pressure drop -total*	kPa	12,6	4,26e-3
- in ports	kPa	0,989	95,7e-6
Port diameter	mm	27,0	24,0
Number of channels		17W	16N
Number of plates			34
Oversurfacing	%		4
Fouling factor	m <sup>2</sup> , °C/kW		0,080
Reynolds number		2700	436,5
Port velocity	m/s	1,20	0,0135
PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	32,69	54,59
Dynamic viscosity	cP	0,383	0,0119
Dynamic viscosity - wall	cP	0,359	0,0113
Density	kg/m <sup>3</sup>	1444	1102
Heat capacity	kJ/kg, °C	1,052	158,8
Thermal conductivity	W/m, °C	0,07431	0,01088
Min. fluid temperature at wall	°C	25,69	
Max. fluid temperature at wall	°C		64,41
Film coefficient	W/m <sup>2</sup> , °C	2080	752
Minimum wall temperature	°C	38,46	38,62
Channel velocity	m/s	0,255	1,68e-3
Shear stress	Pa	24,6	8,83e-3

Figura 59: característiques del recuperador. [22]

Com es pot observar a la figura 59 en la qual es mostren les característiques del bescanviador, destaca el fet que es tracta d'un bescanviador amb una àrea de transferència de calor de **1,31 m<sup>2</sup>**, i aquesta està repartida en un total de **34 plaques** que permeten la transferència de la calor a través d'elles.

Per a comparar el resultat del factor U·A experimental que s'ha obtingut a la simulació amb el teòric que donaria aquest bescanviador de calor, s'ha de multiplicar el factor O.H.T.C (available) per l'àrea del bescanviador escollit.

El valor O.H.T.C representa el terme de U en el mètode (NUT: Nombre d'unitats de transferència de calor)

$$U \cdot A \text{ teòric regenerador} = 533 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 1,31 m^2 = 698,22 \frac{W}{^\circ C}$$

A partir del resultat obtingut, el valor U·A per al modelat del recuperador és molt proper al valor experimental obtingut en la simulació, que té un valor de 670,1  $\frac{W}{^\circ C}$ , la qual cosa indica un sentit en el procés i una correcta simulació del bescanviador indicat.

La mínima variació produïda en el resultat pot ser deguda a que a l'hora d'efectuar el modelat, al recuperador s'ha tingut en compte un sobre dimensionament del 4% per no ajustar tant el valor OHTC requerit amb el valor disponible.



3.3.2. MODELAT DEL CONDENSADOR

Per al modelat del condensador, els inputs introduïts al programa SSP G7 per tal d'obtenir un model de bescanviador adequat es mostren a la figura 60

Fluid Side 1

R123

Fluid Side 2

Water

CoCurrent

☐

Exchangers

B-Types

Side 1

Side 2

Heat load

kW

Inlet vapor quality

1,000

Outlet vapor quality

0,000

Inlet temperature

44,77

°C

15,00

°C

Condensation temperature

30,00

°C

Subcooling

10,65

K

Outlet temperature

19,44

°C

Flow

1,000

kg/s

kg/s

Figura 60: Inputs inicials per al condensador. [22]

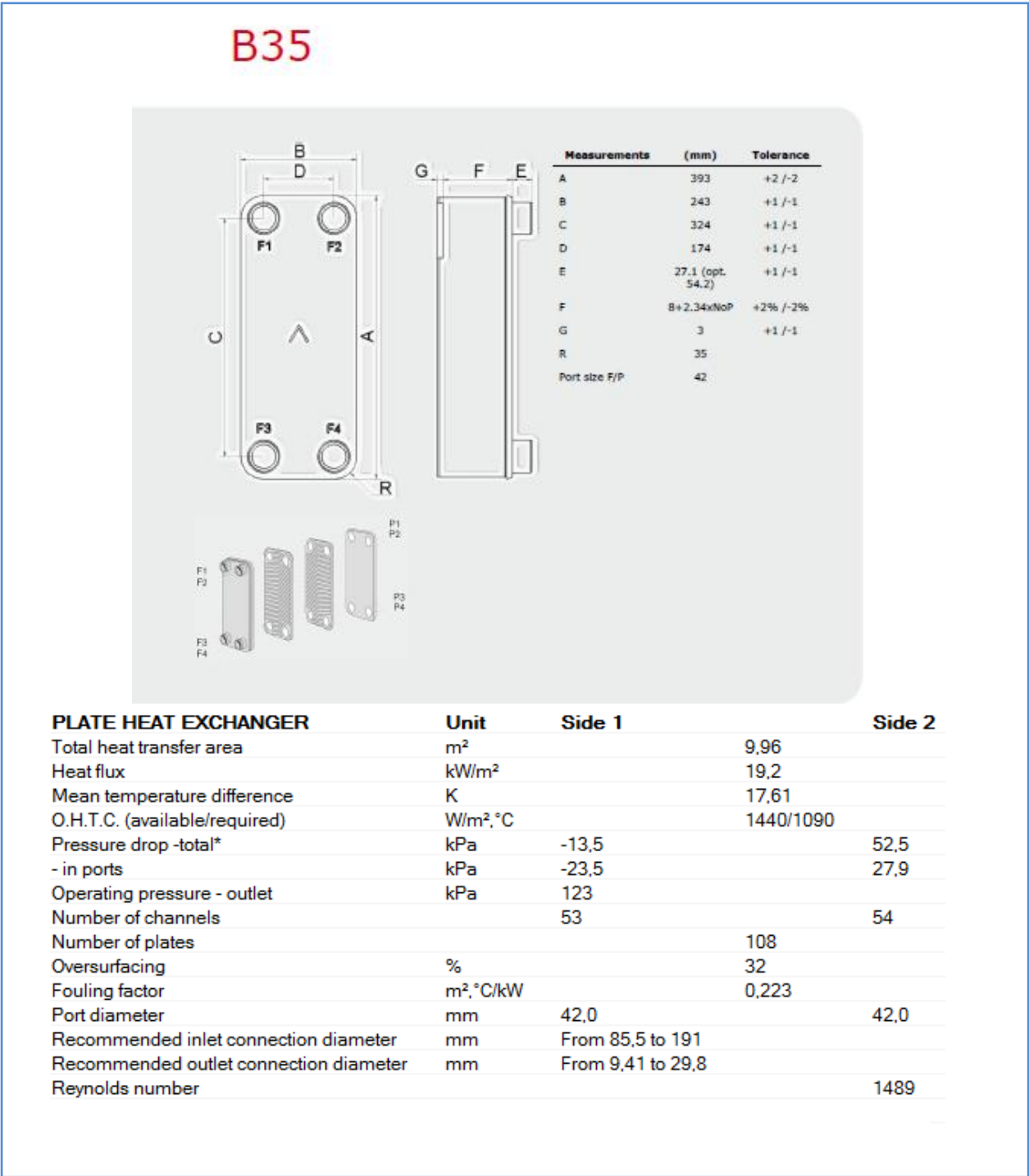
A partir dels inputs introduïts, s'efectua el modelat del condensador adequat a les característiques i s'obtenen els següents resultats:

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		191,0
Inlet temperature	°C	44,77	15,00
Condensation temperature (dew)	°C	30,00	
Subcooling	K	10,65	
Outlet temperature	°C	24,96	19,44
Flow rate	kg/s	1,000	10,28
Fluid condensed	kg/s	1,000	
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0

Figura 61: Requeriments del condensador escollit. [22]

Com es mostra a la figura 61, s'obtenen resultats concordants amb les dades obtingudes en la simulació experimental (ANNEX A.5.3.), exceptuant algunes petites variacions en el resultat de les pèrdues ( 191 kW teòrics en front dels 189 kW obtinguts en el resultat experimental) o bé en el cabal màssic de l'aigua utilitzada com a fluid refrigerant del condensador ( 10 kg/s imposats en l'experimentació en front dels 10,28 kg/s obtinguts en el modelat).

A partir dels resultats obtinguts, el model de bescanviador escollit com a condensador és el següent:



PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	35,61	17,22
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0,370	1,07
- Density	kg/m³	1436	998,7
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,059	4,184
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,07352	0,5934
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,0112	
- Density	kg/m³	6,969	
- Heat capacity	kJ/kg, °C	0,7081	
- Thermal conductivity	W/m, °C	9,485e-3	
- Latent heat	kJ/kg	169,5	
Film coefficient	W/m², °C	2400	11100
Minimum wall temperature	°C	22,90	22,24
Channel velocity	m/s	6,45	0,401

Figura 62: característiques del condensador. [22]

El disseny obtingut per al condensador segons el modelat realitzat, ens dona un condensador amb una àrea de transferència de calor de  $9,96 \text{ m}^2$ , format per un total de 108 plaques per a tal de repartir la superfície indicada anteriorment.

El valor teòric  $U \cdot A$  obtingut segons el modelat es calcularà de la mateixa manera que pel cas del recuperador multiplicant el factor O.H.T.C (available) per l'àrea de transferència de calor del condensador modelat. D'aquesta manera s'obté:

$$U \cdot A \text{ teòric condensador} = 1440 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 9,96 \text{ m}^2 = 14342,4 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

En aquest cas, el valor teòric del factor  $U \cdot A$  respecte el valor experimental que s'ha obtingut en l'experimentació del cicle (ANNEX A.5.3.) és pràcticament idèntic, la qual cosa permet assegurar que el disseny obtingut amb el modelat efectuat mitjançant el software SSP G7 és precís i fiable en quant al disseny del condensador per a treballar en aquestes condicions.

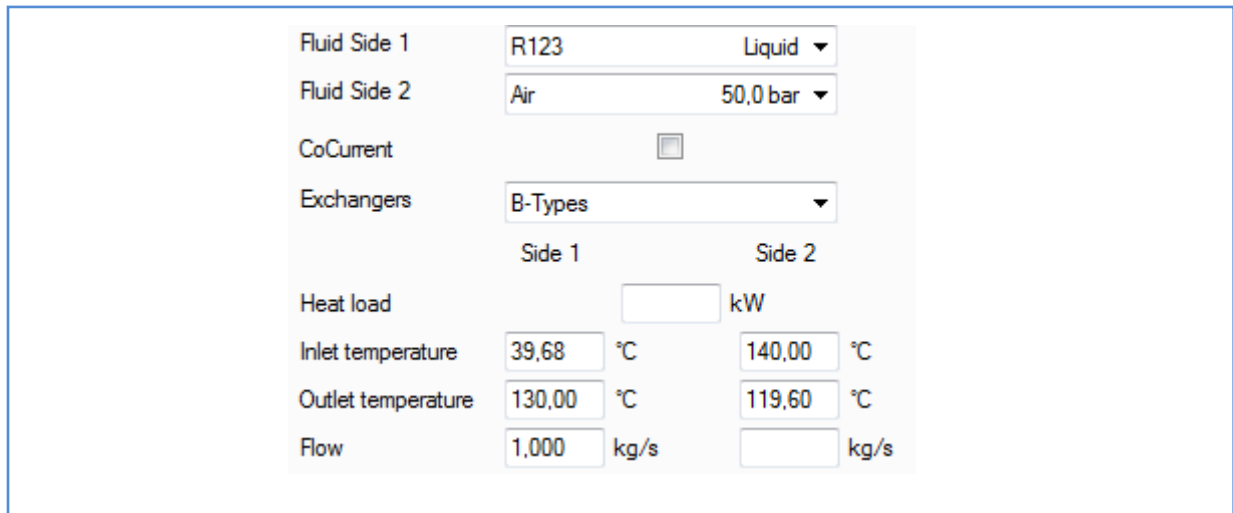
Valor  $U \cdot A$  teòric obtingut software SSP G7: **14342,4**  $\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$

Valor  $U \cdot A$  obtingut en la simulació: **14365**  $\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$

### 3.3.3. MODELAT DE L'EVAPORADOR

El modelat de l'evaporador en les condicions a simular s'ha realitzat en dos fases per a poder obtenir els resultats desitjats mitjançant el software SSP G7. Per una banda, s'ha simulat l'entrada a l'evaporador com un bescanviador simple sense canvi de fase (com en el cas del recuperador), i posteriorment s'ha realitzat el modelat de la segona part de l'evaporador amb el canvi de fase corresponent.

Els inputs inicials per a la part inicial es mostren a la figura 63.



Fluid Side 1	R123	Liquid
Fluid Side 2	Air	50,0 bar
CoCurrent	<input type="checkbox"/>	
Exchangers	B-Types	
Heat load	0	kW
Inlet temperature	39,68 °C	140,00 °C
Outlet temperature	130,00 °C	119,60 °C
Flow	1,000 kg/s	0 kg/s

Figura 63: Inputs inicials per la part d'una sola fase de l'evaporador. [22]

Els inputs de les temperatures corresponen a les dades obtingudes en la simulació experimental amb el software EES. A partir dels valors introduïts, s'obté que la primera part de l'evaporador ha de tenir les característiques següents:

PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m <sup>2</sup>	10,7	
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>	9,6	
Mean temperature difference	K	33,64	
O.H.T.C. (available/required)	W/m <sup>2</sup> , °C	456/284	
Pressure drop -total*	kPa	1,93	52,4
- in ports	kPa	0,191	35,9
Port diameter	mm	42,0	61,0
Number of channels		58H	58L
Number of plates		233	
Oversurfacing	%	60	
Fouling factor	m <sup>2</sup> , °C/kW	1,312	
Reynolds number		763,2	35550
Port velocity	m/s	0,557	39,0

PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	84,84	129,80
Dynamic viscosity	cP	0,219	0,0232
Dynamic viscosity - wall	cP	0,173	0,0223
Density	kg/m³	1296	43,22
Heat capacity	kJ/kg, °C	1,132	1,016
Thermal conductivity	W/m, °C	0,06153	0,03341
Min. fluid temperature at wall	°C	39,68	
Max. fluid temperature at wall	°C		140,00
Film coefficient	W/m², °C	986	1100
Minimum wall temperature	°C	108,28	108,75
Channel velocity	m/s	0,0369	5,46
Shear stress	Pa	4,38	41,5

Figura 64: Propietats de la part d'una sola fase de l'evaporador. [22]

Els resultats obtinguts mostren que per aquesta primera part de l'evaporador és necessari un bescanviador amb una àrea total de transferència de calor de  $10,7 \text{ m}^2$  i un total de 233 plaques per tal de repartir l'àrea obtinguda.

En el modelat d'aquest bescanviador, s'ha observat que el disseny està sobre dimensionat, el que fa que el factor  $U \cdot A$  d'aquesta part de l'evaporador sigui major del calculat experimentalment. Així doncs amb el càlcul següent es confirma la diferència entre el valor  $U \cdot A$  teòric i l'experimental:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador SF} = 456 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 10,7 \text{ m}^2 = 4879,2 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

El resultat teòric obtingut difereix amb el resultat experimental que és el següent:

$$U \cdot A \text{ experimental evaporador SF} = 3074 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

Aquesta gran diferència en el valor teòric en vers l'experimental està atribuïda principalment al valor O.H.T.C (available) respecte el valor O.H.T.C (required). Això s'explica degut a que el valor requerit és el que seria teòricament necessari a partir dels càlculs que s'han realitzat, no obstant, el software ens proporciona un seguit de bescanviadors que estan disponibles amb un O.H.T.C disponible determinat. És per això que el bescanviador més adequat per a complir les necessitats del cicle té aquest valor malgrat que sigui superior al requerit.

Per a comprovar que el valor de  $U \cdot A$  teòric és coherent amb el valor experimental que s'ha calculat, és realitza un càlcul demostratiu per tal de veure la semblança de resultats si s'opera amb el valor de O.H.T.C requerit.

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador SF (valor O.H.T.C requerit)} = 284 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 10,7 \text{ m}^2 = 3038 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

El resultat anterior mostra com el valor teòric amb l'experimental són quasi iguals i justifica d'aquesta manera el càlcul realitzat.

Per a la part de la doble fase en l'evaporador, els inputs inicials són els següents:

Fluid Side 1	R123	
Fluid Side 2	Air	50,0 bar
CoCurrent	<input type="checkbox"/>	
Exchangers	B-Types; V-Types; F-Types; S-	
	Side 1	Side 2
Heat load		kW
Subcooled liq. temp.		°C
Inlet vapor quality	0,000	
Outlet vapor quality	1,000	
Inlet temperature		163,10 °C
Evaporation temperature	130,00 °C	
Superheating	5,00 K	
Outlet temperature		140,00 °C
Flow	1,000 kg/s	
Max pressure drop	50,0 kPa	50,0 kPa

Figura 65: Inputs inicials per la part de doble fase de l'evaporador. [22]

Com s'ha fet anteriorment, les dades de temperatura introduïdes com a inputs han sortit dels valors calculats experimentalment en la simulació.

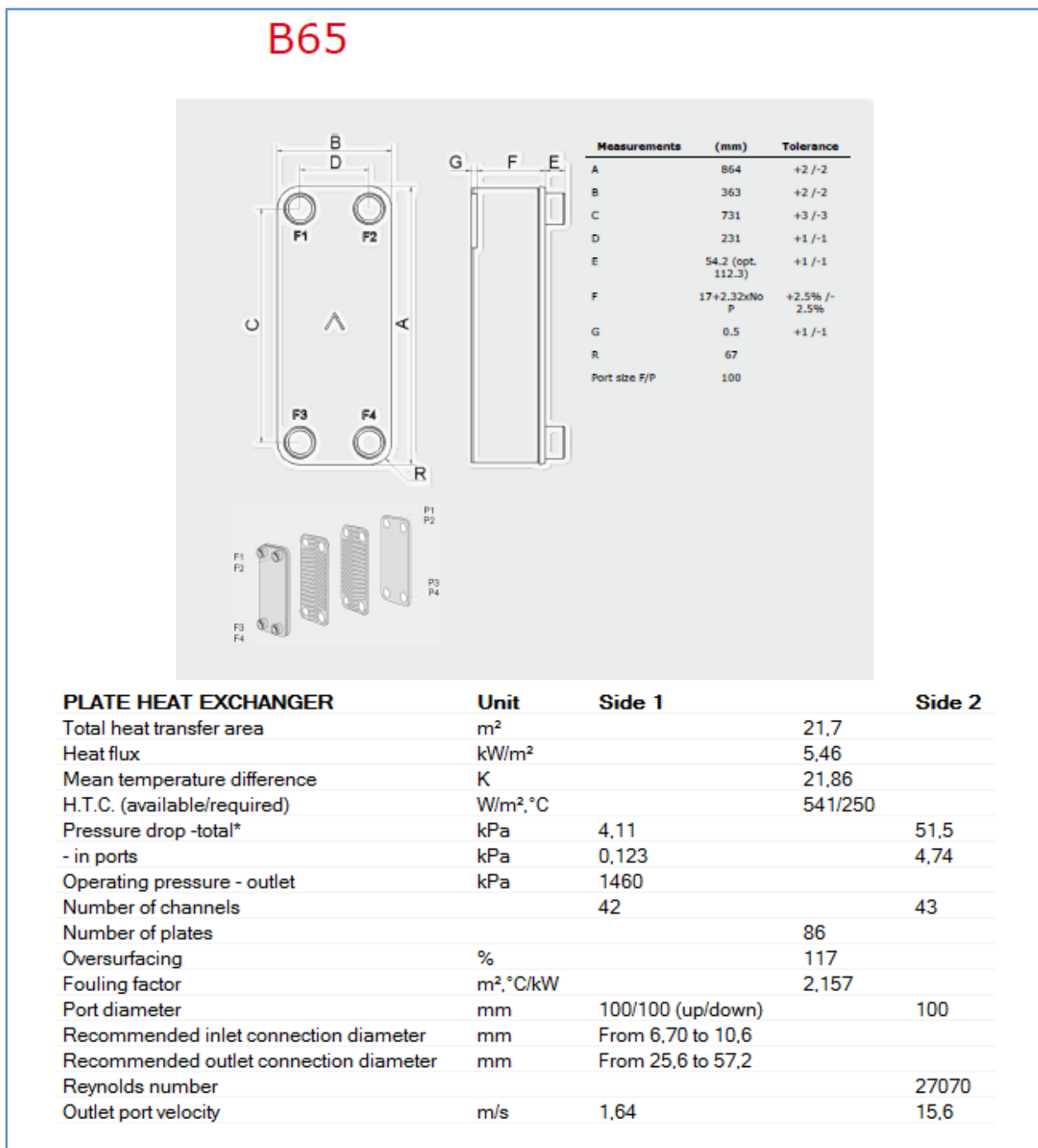
En la figura 66 es recullen els requeriments necessaris per aquesta part de l'evaporador a partir de les dades introduïdes.

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		118,3
Inlet vapor quality		0,000	
Outlet vapor quality		1,000	
Inlet temperature	°C	130,00	163,10
Evaporation temperature (dew)	°C	130,00	
Superheating	K	5,00	
Outlet temperature	°C	135,00	140,00
Flow rate	kg/s	1,000	5,024
- inlet vapor	kg/s	0,0000	
Fluid vaporized	kg/s	1,000	
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0

Figura 66: Requeriments per a la part de doble fase de l'evaporador. [22]

Comparant els valors obtinguts amb el software SSP G7 amb els valors trobats mitjançant experimentació (ANNEX A.5.3) podem concloure en aquest cas que han estat molt precisos en paràmetres com les pèrdues de calor ( 118,3 kW teòricament en front dels 117,6 kW calculats mitjançant la simulació) o bé el cabal màssic circulant del fluid calent ( gasos de combustió residuals amb un cabal de 5,024 kg/s teòrics en front els 5 kg/s imposats en la simulació experimental).

Així doncs, amb els resultats obtinguts l'evaporador que compleix els requisits imposats és el següent:



PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	130,05	151,07
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0,138	0,0241
- Density	kg/m³	1134	41,05
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,270	1,019
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,05171	0,03481
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,0144	
- Density	kg/m³	77,85	
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,004	
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,01518	
- Latent heat	kJ/kg	113,2	
Film coefficient	W/m², °C	3620	1190
Minimum wall temperature	°C	133,42	133,58
Channel velocity	m/s	0,428	3,98

Figura 67: Propietats de la part de doble fase de l'evaporador. [22]

El model d'evaporador escollit mitjançant el software de treball destaca per estar format per a un total de 86 plaques i tenir un total de 21,7 m² per a repartir en totes elles. D'altra banda, el bescanviador escollit està sobre dimensionat novament tal com passava en la part d'una sola fase de l'evaporador. A continuació es realitza el càlcul per a comparar els valors U·A teòrics en vers els experimentals:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador TF} = 541 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 21,7 m^2 = 11739,7 \frac{W}{^\circ C}$$

$$U \cdot A \text{ experimental evaporador TF} = 6108,1 \frac{W}{^\circ C}$$

La diferència entre ambdós resultats és notablement alta el que fa que el model de l'evaporador estigui sobre dimensionat per a treballar en les condicions imposades.

Aquest fet és degut, com passava anteriorment, a que el valor teòric de O.H.T.C requerit es troba per sobre del bescanviador disponible amb unes dimensions més petites, el que fa que el bescanviador escollit hagi de ser aquest malgrat que disposa d'unes dimensions majors.

Per tal de donar coherència al valor U·A calculat i demostrar que no s'ha errat en els càlculs, és comparat novament el valor utilitzant el valor O.H.T.C requerit en comptes del disponible. D'aquesta manera el resultat és el següent:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador TF (valor O.H.T.C requerit)} = 250 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 21,7 m^2 = 5425 \frac{W}{^\circ C}$$

Aquest valor obtingut, malgrat que segueix sent distant del valor experimental (6108,1  $\frac{W}{^\circ C}$ ), concorda amb les expectatives dels càlculs i no dona lloc a pensar en cap error a l'hora de realitzar la simulació o a l'introduir les dades en el propi software pel modelat.



### 3.3.4. OPTIMITZACIÓ DE LA SEGONA SIMULACIÓ

A partir dels resultats obtinguts en la simulació anterior i un cop realitzats els modelats dels bescanviadors presents al cicle, és decideix anar un pas més endavant i optimitzar el paràmetre del Pinch Point tant a l'evaporador com al condensador.

El valor del Pinch Point fa referència a la diferència mínima de temperatura entre el fluid orgànic circulant per al cicle com a fluid principal i el fluid secundari que circula pels bescanviadors. La variació del Pinch Point afecta directament a la temperatura d'entrada del fluid orgànic de treball al bescanviador així com a la mida que es necessària per tal de complir amb les condicions del cicle de treball.

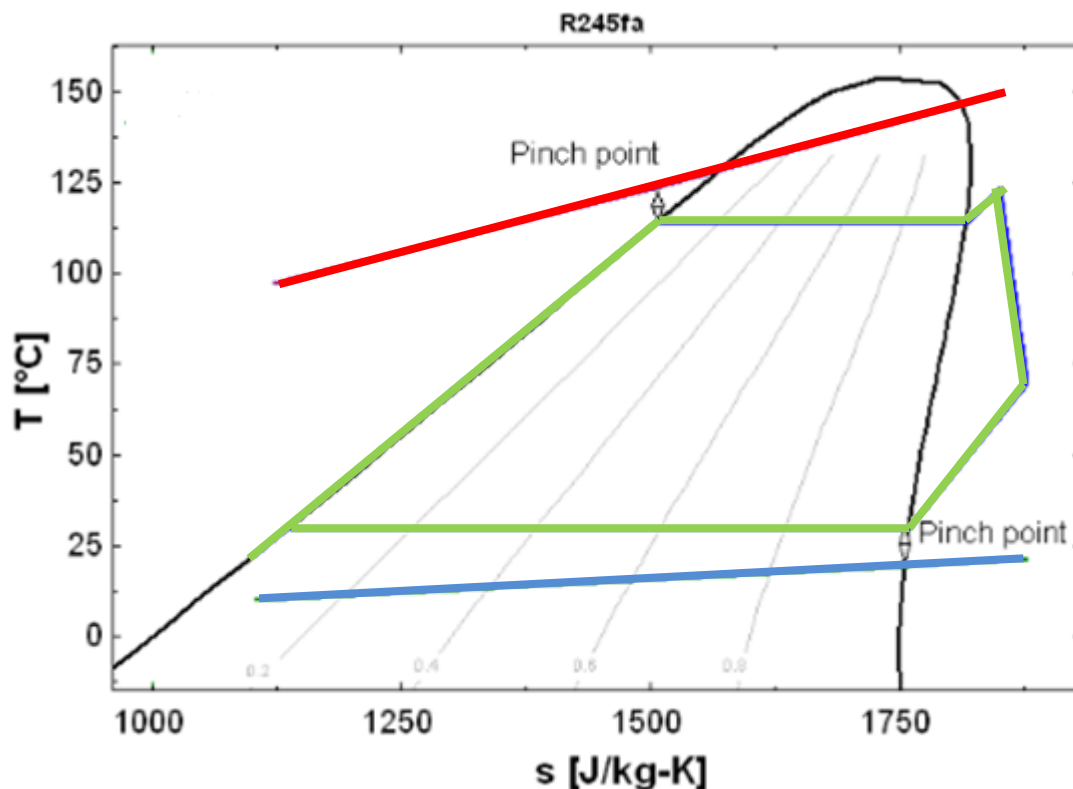


Figura 68: representació del Pinch Point per a un fluid fred i calent.

D'aquesta manera, realitzant la simulació variant aquest paràmetre es pretén avaluar, per una banda, com varien els factors  $U \cdot A$  del bescanviadors presents en el cicle per a tal de tenir una comparativa directa amb la primera simulació. Per altra banda, a partir dels nous resultats que s'hagin obtingut en la nova simulació, es tornaran a modelar tots els bescanviadors presents al cicle i s'analitzaran les diferències ( si n'hi ha) dels nous bescanviadors respecte els obtinguts en la simulació anterior.

Per a realitzar aquesta simulació, s'ha escollit novament el fluid R123, que és el que s'havia utilitzat en la simulació anterior. Un cop introduït el nou valor de Pinch Point tant a l'evaporador com al condensador, els resultats experimentals es mostren a la taula 17.

Fluid	Pinch point evaporador (°C)	Pinch point condensador (°C)	UA Evaporador (W/°C)	UA condensador (W/°C)	UA regenerador (W/°C)
R123	5	5	12809	23764	670,1

Taula 17: Resultats de la simulació amb un Pinch Point de 5 °C.

A partir del fet de rebaixar el valor del Pinch Point tant al condensador com a l'evaporador, els valors U·A d'aquests han augmentat d'una manera considerable. Aquest fet és degut a que al disminuir la temperatura màxima a la qual es troben el fluid orgànic respecte el fluid refrigerant que s'encarrega d'escalfar o refredar el fluid, es necessita una àrea major per tal d'arribar al valor fixat de Pinch Point, així com també varia la temperatura a la qual el fluid orgànic entra a l'escanviador.

### 3.3.5. MODELAT DEL CONDENSADOR OPTIMITZAT

A partir dels resultats obtinguts en la simulació, es decideix tornar a modelar en base a les dades obtingudes els escanviadors que estan presents en el cicle: El Condensador i l'evaporador. En aquesta simulació no es realitza el modelat del regenerador ja que la variació del Pinch Point no afecta al disseny d'aquest escanviador, tenint importància solament el condensador i l'evaporador.

Per a efectuar el modelat del condensador, els inputs introduïts al software SSP G7 es mostren a la figura 69.

Fluid Side 1

R123

Fluid Side 2

Water

CoCurrent

☐

Exchangers

B-Types

Side 1

Side 2

Heat load

kW

Inlet vapor quality

1,000

Outlet vapor quality

0,000

Inlet temperature

44,77

°C

20,00

°C

Condensation temperature

30,00

°C

Subcooling

9,95

K

Outlet temperature

24,44

°C

Flow

1,000

kg/s

kg/s

Max pressure drop

50,0

kPa

50,0

kPa

Figura 69: Inputs inicials per al condensador optimitzat. [22]

Els valors introduïts al software provenen de la simulació experimental realitzada i es poden trobar a l'ANNEX A.5.3. A partir d'aquest resultats es modela un bescanviador que compleix les característiques següents:

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		190,3
Inlet temperature	°C	44,77	20,00
Condensation temperature (dew)	°C	30,00	
Subcooling	K	9,95	
Outlet temperature	°C	25,51	24,44
Flow rate	kg/s	1,000	10,25
Fluid condensed	kg/s	1,000	
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0

Figura 70: Requeriments del condensador modelat per a l'optimització. [22]

Les característiques necessàries que ha d'acomplir el bescanviador modelat corresponen quasi en la seva totalitat amb les dades que s'obtenen mitjançant l'experimentació, exceptuant algunes petites variacions com per exemple la temperatura de sortida del fluid orgànic del condensador, que hauria de ser de 25 °C segons l'experimentació però per al modelat s'obté una variació de mig grau. Per altra banda, totes les dades de cabals i potències corresponen els valors teòrics amb els experimentals.

Un cop es tenen aquest valors, el bescanviador escollit segons el modelat realitzat és mostra en la figura 71.

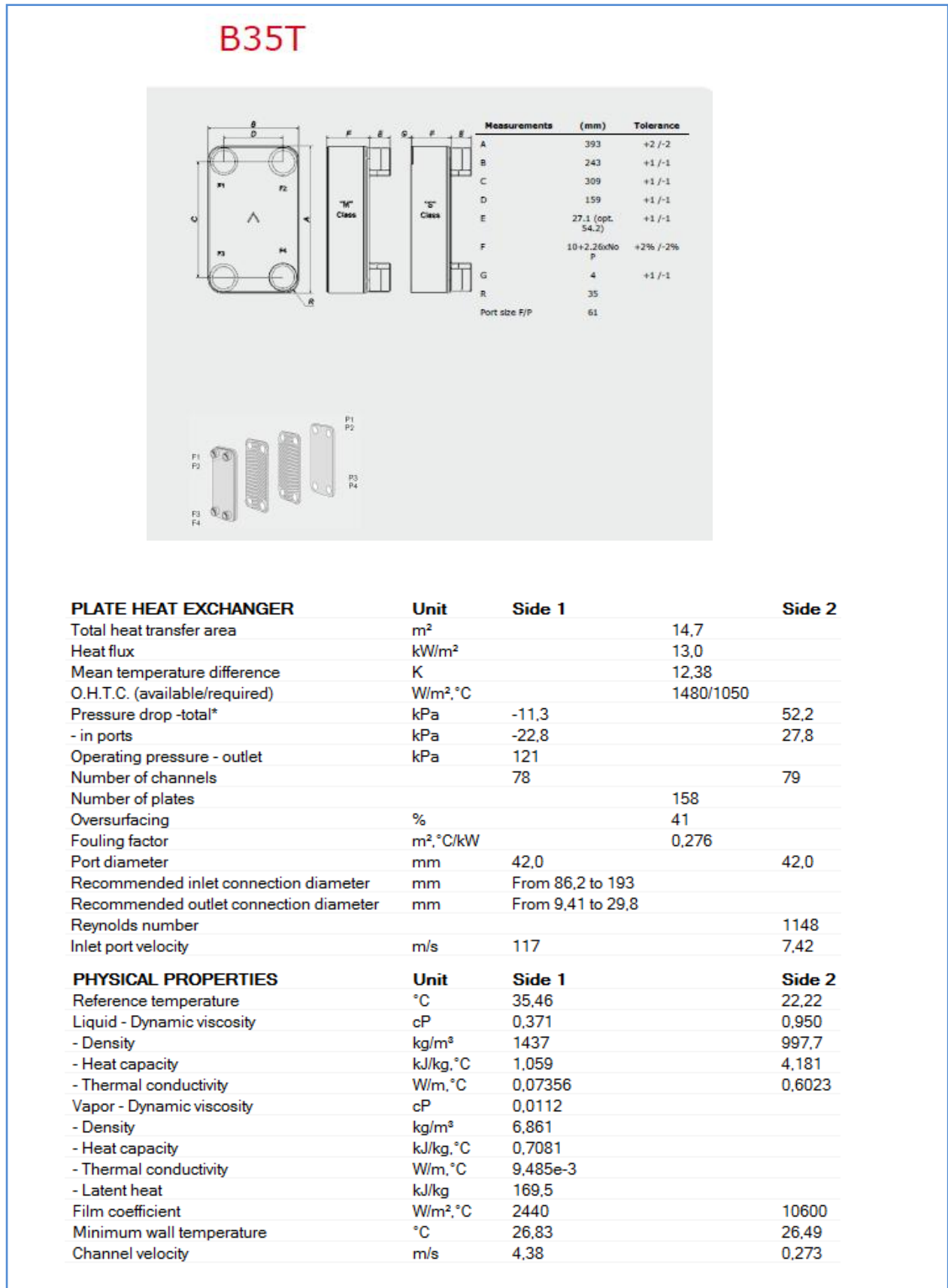


Figura 71: propietats del condensador escollit per a la optimització. [22]

El modelat del condensador necessari per a complir les condicions de treball destaca per estar format per un total de 158 plaques i una àrea per a la transferència de calor de  $14,7 \text{ m}^2$ . Si es relaciona aquest bescanviador amb el que s'ha obtingut en la primera simulació, es pot observar com per aquesta optimització és requereix un bescanviador amb una superfície de transferència de calor més gran, la qual cosa produeix que s'hagin d'introduir més plaques i el bescanviador disposi d'unes dimensions majors que pel primer cas.

Per tal de comprovar els càlculs teòrics envers els resultats experimentals obtinguts, es calcula el valor del factor  $U \cdot A$  teòric a partir del producte de l'àrea modelada del condensador per el valor de O.H.T.C (available), així doncs el càlcul d'aquest valor ens dona el següent:

$$U \cdot A \text{ teòric condensador} = 1480 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 14,7 \text{ m}^2 = 21756 \frac{W}{^\circ C}$$

El valor  $U \cdot A$  teòric és similar al que s'ha obtingut en la simulació experimental, amb un valor de  $23764 \frac{W}{^\circ C}$ .

La diferència entre els dos valors es deguda a les petites alteracions comentades anteriorment en quant a les dades utilitzades per al modelat del condensador. Malgrat aquesta diferència es donen per vàlids els càlculs i el modelat del condensador i s'analitza com, per una banda, la optimització del Pinch Point aconseguint ser reduït a un valor de  $5^\circ C$  afecta directament a la mida del bescanviador, fent necessari un augment en la seva àrea de transferència de calor i també en la quantitat de plaques que formen el mateix.

A més, un dels factors que estan relacionats amb la mida del condensador és un factor econòmic, ja que quan major sigui la mida del bescanviador i més nombre de plaques tingui, major serà el preu d'aquest.

Per altra banda, l'optimització a l'hora de reduir el valor del Pinch Point en el condensador s'ha de veure des del punt de vista de les temperatures a les quals el fluid refrigerant fred (en aquest cas) entra al condensador per tal d'efectuar el procés de condensació a la mateixa temperatura que per al primer cas.

Mentre que en la simulació inicial la temperatura d'entrada al condensador del fluid fred era de  $15^\circ C$ , la qual cosa obliga a disposar d'una font d'aigua a aquesta temperatura per tal d'efectuar el procés de condensació en aquestes condicions, en la optimització d'aquesta simulació inicial la temperatura del fluid fred a l'entrada del condensador ha augmentat en  $5^\circ C$  el seu valor, entrant així a una temperatura de  $20^\circ C$  i obtenint igualment un procés de condensació a la temperatura desitjada ( $30^\circ C$ ) imposada en aquest cas en la simulació experimental del cicle.

### 3.3.6. MODELAT DE L'EVAPORADOR OPTIMITZAT

Per a realitzar el modelat de l'evaporador en les condicions a simular, s'ha efectuat novament en dues etapes tal com s'ha fet en la simulació inicial. Per una banda, s'ha simulat l'entrada a l'evaporador com un bescanviador simple sense canvi de fase ( com en el cas del recuperador), i posteriorment s'ha realitzat el modelat de la segona part de l'evaporador amb el canvi de fase corresponent.

Els inputs inicials per al pre escalfador d'una sola fase són es mostren a la figura 72.

Figura 72: Inputs per a la part d'una sola fase de l'evaporador optimitzat. [22]

Com en tots els modelats realitzats anteriorment, les dades de temperatura introduïdes al software SSP G7 provenen de la simulació experimental realitzada amb el programa EES i la qual es troba a l'ANNEX A.5.3.

A partir d'aquestes dades, el pre escalfador utilitzat a l'entrada de l'evaporador ha d'acomplir amb les característiques següents:

PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m <sup>2</sup>	10,3	
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>	9,9	
Mean temperature difference	K	25,83	
O.H.T.C. (available/required)	W/m <sup>2</sup> , °C	467/384	
Pressure drop -total*	kPa	2,06	52,4
- in ports	kPa	0,191	35,0
Port diameter	mm	42,0	61,0
Number of channels		56H	56L
Number of plates		225	
Oversurfacing	%	22	
Fouling factor	m <sup>2</sup> , °C/kW	0,463	
Reynolds number		790,5	37180
Port velocity	m/s	0,557	38,6

PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	84,84	124,80
Dynamic viscosity	cP	0,219	0,0230
Dynamic viscosity - wall	cP	0,178	0,0222
Density	kg/m³	1296	43,76
Heat capacity	kJ/kg, °C	1,132	1,015
Thermal conductivity	W/m, °C	0,06153	0,03307
Min. fluid temperature at wall	°C	39,68	
Max. fluid temperature at wall	°C		135,00
Film coefficient	W/m², °C	1010	1120
Minimum wall temperature	°C	105,63	106,06
Channel velocity	m/s	0,0382	5,59
Shear stress	Pa	4,69	43,6

Figura 73: Propietats obtingudes de l'evaporador d'una sola fase optimitzat. [22]

El bescanviador escollit segons les dades introduïdes es caracteritza per estar format per un total de 225 plaques les quals cobreixen una superfície de  $10,3 \text{ m}^2$ . Per a donar rigor als resultats teòrics obtinguts al modelat del bescanviador, es compara el valor  $U \cdot A$  obtingut en el modelat efectuat amb el valor experimental obtingut en la simulació mitjançant el programa EES. Per una banda, el valor  $U \cdot A$  teòric obtingut és el següent:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador SF} = 467 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 10,3 \text{ m}^2 = 4810 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

El valor calculat anteriorment difereix d'una manera notable amb el valor experimental calculat en la simulació, que és de **4004**  $\frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$ . La raó d'aquesta diferència, com s'ha vist en algun dels casos anteriors, és deguda a que el valor O.H.T.C que s'utilitza per a realitzar el càlcul  $U \cdot A$  és el valor disponible (available), el que vol dir que és el valor que proporciona el bescanviador.

Si es realitza el càlcul agafant el valor O.H.T.C requerit per a calcular el factor  $U \cdot A$ , el resultat és el següent:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador SF ( O.H.T.C required )} = 384 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 10,3 \text{ m}^2 = 3955,2 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}}$$

Així doncs es pot observar que amb aquest resultat el valor  $U \cdot A$  teòric coincideix quasi totalment amb el valor experimental, el que fa donar veridicitat a les simulacions que s'han realitzat en aquest bescanviador.

En quant al cos principal de l'evaporador, la part del bescanviador on es produeix canvi de fase, els inputs d'entrada introduïts es mostren a la figura 74.

Fluid Side 1

R123

Fluid Side 2

Air

50,0 bar

CoCurrent

☐

Exchangers

B-Types; V-Types; F-Types

Side 1

Side 2

Heat load

kW

Subcooled liq. temp.

°C

Inlet vapor quality

0,000

Outlet vapor quality

1,000

Inlet temperature

158,10 °C

Evaporation temperature

130,00

°C

Superheating

5,00

K

Outlet temperature

135,00 °C

Flow

1,000

kg/s

kg/s

Max pressure drop

50,0

kPa

50,0

kPa

Figura 74: Inputs per a la part de doble fase de l'evaporador optimitzat. [22]

A partir de les dades introduïdes al software SSP G7, es calcula un bescanviador que treballa en les condicions següents:

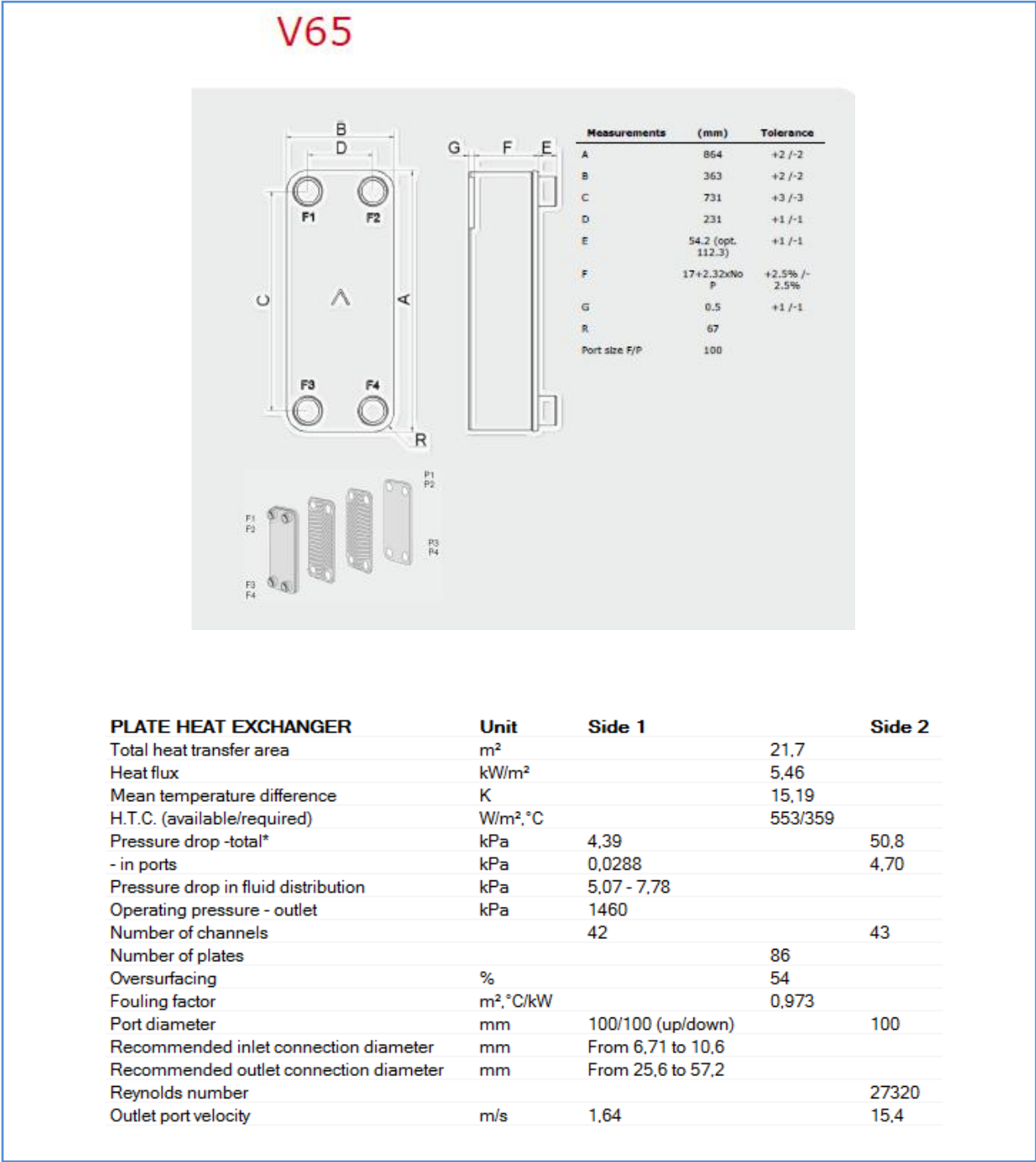
DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		118,3
Inlet vapor quality		0,000	
Outlet vapor quality		1,000	
Inlet temperature	°C	130,00	158,10
Evaporation temperature (dew)	°C	130,00	
Superheating	K	5,00	
Outlet temperature	°C	135,00	135,00
Flow rate	kg/s	1,000	5,028
- inlet vapor	kg/s	0,0000	
Fluid vaporized	kg/s	1,000	
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0

Figura 75: Requeriments del bescanviador de doble fase escollit per a la optimització. [22]



Les dades anteriors són les dades amb les quals el software treballa per a tal de donar un model d'evaporador que compleixi i treballi sota aquestes condicions. Comparant els valors dels qual disposa el software amb els valor experimentals obtinguts en la simulació, no s'aprecia una diferència significativa en cap dels valors que s'utilitzen per a modelar l' evaporador, la qual cosa indica més precisió a l'hora d'obtenir els resultats.

Així doncs, l'evaporador escollit seguint aquests criteris és el següent:



PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	130,04	146,07
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0,138	0,0239
- Density	kg/m³	1134	41,54
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,270	1,018
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,05171	0,03448
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,0144	
- Density	kg/m³	77,84	
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,004	
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,01518	
- Latent heat	kJ/kg	113,2	
Film coefficient	W/m², °C	3150	1190
Minimum wall temperature	°C	132,27	132,34
Channel velocity	m/s	0,428	3,93

Figura 76: Propietats de la part de l'evaporador de doble fase optimitzat. [22]

El model d'evaporador escollit mitjançant el software SSP G7 destaca per estar format per a un total de 86 plaques i tenir un total de 21,7 m² per a repartir en totes elles.

D'altra banda, el bescanviador escollit està sobre dimensionat novament tal com passava en l'evaporador escollit en la simulació anterior. De la mateixa manera, a continuació es realitza el càlcul per a comparar els valors U·A teòrics en vers els experimentals:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador TF} = 553 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 21,7 m^2 = 12000 \frac{W}{^\circ C}$$

$$U \cdot A \text{ experimental evaporador TF} = 8804,3 \frac{W}{^\circ C}$$

Al igual que ha succeït amb el modelat de l'evaporador en la simulació anterior, la diferència entre ambdós resultats és gran malgrat que en aquesta simulació els valors siguin més propers, la qual cosa fa que el model de l'evaporador estigui sobre dimensionat per a treballar en les condicions imposades.

Aquest fet és degut a que el valor teòric de O.H.T.C requerit es troba per sobre del bescanviador disponible amb unes dimensions més petites, el que fa que el bescanviador escollit hagi de ser aquest malgrat que disposa d'unes dimensions majors.

Per tal de donar coherència al valor U·A calculat i demostrar que no s'ha errat en els càlculs, és compara novament el valor utilitzant el valor O.H.T.C requerit en comptes del disponible. D'aquesta manera el resultat és el següent:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador TF (valor O.H.T.C requerit)} = 359 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 21,7 m^2 = 7790 \frac{W}{^\circ C}$$

Aquest valor obtingut, malgrat que segueix sent distant del valor experimental ( $8804,3 \frac{W}{c}$ ), concorda amb les expectatives dels càlculs i no dona lloc a pensar en cap error a l'hora de realitzar la simulació o a l'introduir les dades en el propi software per al modelat.

### 3.3.7. ANALISI DE LA REDUCCIÓ DEL PINCH POINT A L'EVAPORADOR

A l'hora d'estudiar com ha afectat la reducció del Pinch Point a l'evaporador, s'han tingut en compte un seguit de factors que s'analitzen a continuació:

- Diferència en el valor U·A entre les dues simulacions: Malgrat que en el modelat del condensador la diferència en el valor U·A ha sigut considerable, per a l'evaporador no hi ha una diferència notable en aquest valor per molt que s'hagi variat el valor del Pinch Point, la qual cosa afecta directament a paràmetres com la superfície necessària per a la transferència de calor.
- Sobre dimensionament de l'evaporador: Tant per a la simulació inicial com en la optimització de la primera simulació, l'evaporador escollit presentava un valor O.H.T.C disponible molt major que el requerit. Aquest fet s'ha mencionat anteriorment i es torna a presentar degut a que té relació amb la reducció del Pinch Point. El fet que s'hagi escollit un evaporador amb una diferència tant gran entre els dos valors O.H.T.C és degut a que per al valor O.H.T.C requerit per a les dues simulacions, no hi ha un bescanviador amb un valor O.H.T.C disponible superior al requerit que sigui més petit que el que s'ha triat finalment per al modelat. Això deriva en que per molt que el valor O.H.T.C en la optimització del cicle fos molt superior al trobat en la simulació inicial, es podria utilitzar el mateix bescanviador que s'ha escollit ja que té la capacitat de cobrir rangs superiors degut a les seves característiques.

### 3.4. TERCERA SIMULACIÓ

Després de dur a terme dues simulacions on s'han modificat un seguit de paràmetres sense alterar el nivell dels cabals màssics dels fluids, tant del fluid orgànic com els fluids secundaris, es pretén realitzar una simulació extreta de bibliografia basada en la simulació d'un cicle orgànic de Rankine. Concretament es basa en simular un model realitzat per l'autor *H.D. Madhawa Hettiarachchi (2007)* (veure l'article en l'ANNEX A.4.1.) en el qual el volum de cabals màssics del fluid refrigerant i dels fluids secundaris és molt més elevat del que s'ha analitzat fins ara, assolint unes potències netes de l'ordre de 10 MW en les millors condicions de treball del cicle.

Així doncs, l'objectiu principal d'aquesta simulació és dur a terme el modelat del cicle amb les condicions que descriu l'article anomenat *"Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources"* en base a l'ús d'energia geotèrmica, amb la finalitat d'aconseguir obtenir els mateixos resultats de l'article original. Per la qual cosa es va tenir que incorporar modificacions al model original de ORC de Quoilin per adaptar-ho a les condicions d'aquesta simulació.

A més, en la simulació que es realitza en aquest apartat, s'introdueix el valor de les bombes que s'utilitzen en els circuits secundaris tant del condensador com de l'evaporador. Aquest fet suposa que una de les modificacions ha estat introduir el treball realitzat per cada una de les bombes que afecta al treball total net del cicle.

Primerament s'efectua la simulació amb el fluid refrigerant R123, un dels que millors propietats termodinàmiques aporta al cicle ORC. En una posterior simulació realitzada al capítol 3.4.1, es pretén arribar als mateixos resultats amb el fluid n-Pentà, i així poder comparar els resultats.

El fluid secundari (fluid calent) de l'evaporador del cicle s'ha simulat com aigua geotèrmica, mentre que el fluid secundari (fluid fred) del condensador s'ha simulat com aigua de refrigeració.

La taula 18 mostra els inputs que s'han utilitzat per dur a terme aquesta simulació.

Fluid orgànic	R123
Cabal fluid orgànic (kg/s)	669
Pinch point evaporador (°C)	6,3
Pinch point condensador (°C)	6,3
Fluid secundari evaporador	Aigua
Cabal màssic fluid secundari evaporador (kg/s)	5972
Fluid secundari condensador	aigua
Cabal màssic fluid secundari condensador (kg/s)	4864
Eficiència expansor	0,85
Eficiència bomba circuit principal	0,75
Eficiència bomba evaporador	0,8
Eficiència bomba condensador	0,8
Eficiència generador	0,96

Taula 18: Inputs introduïts per a la tercera simulació. [2]

A partir d'introduir els inputs anteriors, es vol arribar als resultats que s'obtenen en la simulació de l'article de l'autor *H.D. Madhawa Hettiaracchchi*. Els resultats de la simulació per el mateix fluid segons l'autor es mostren en la figura 77.

Working fluid	HCFC 123
Gross power $W_{Gross}$ (MWe)	10
Geothermal water inlet temperature $T_{HWI}$ (°C)	90
Cooling water temperature $T_{CWI}$ (°C)	30
Evaporation temperature (°C)	79.9
Evaporation pressure (MPa)	0.49
Condensation temperature (°C)	41.6
Condensation pressure (MPa)	0.16
Geothermal water outlet temperature (°C)	85.0
Geothermal water velocity (m/s)	0.96
Cold water outlet temperature (°C)	35.5
Cold water velocity (m/s)	1.21
Geothermal water flow rate (kg/s)	5972
Cooling water flow rate (kg/s)	4864
Working fluid flow rate (kg/s)	669
Net power produced (kW)	8766
Geothermal water pumping power (kW)	454
Cooling water pumping power (kW)	567
Working fluid pumping power (kW)	212
$(\alpha_W)_C$ (kW/m <sup>2</sup> K)	11.8
$(\alpha_{WF})_C$ (kW/m <sup>2</sup> K)	14.9
$U_C$ (kW/m <sup>2</sup> K)	5.50
$(\alpha_W)_E$ (kW/m <sup>2</sup> K)	14.6
$(\alpha_{WF})_E$ (kW/m <sup>2</sup> K)	7.74
$U_E$ (kW/m <sup>2</sup> K)	4.46
Evaporator area $A_E$ (m <sup>2</sup> )	3766
Condenser area $A_C$ (m <sup>2</sup> )	2773
Objective function $\gamma$	0.70
Rankine cycle efficiency $\eta_R$	9.8

Figura 77: Resultats de l'article original en la simulació del ORC amb el fluid R123. [2]

Dels valors obtinguts per l'article en el qual es basa la simulació, destaquen els 10 MW de potència que es generen en el cicle, malgrat que amb l' intervenció de les bombes dels circuits secundaris i del circuit principal s'obté una potència neta total de 8766 kW.

En la taula següent, es pot veure la comparativa amb els resultats experimentals obtinguts en front els resultats als quals es pretenia arribar a partir de la simulació realitzada.

	Article de <i>H.D. Madhawa [2]</i>	Simulació EES
<b>Potència “bruta” total</b>	10,0 MW	10,09 MW
<b>Temperatura entrada aigua geotèrmica</b>	90 °C	90,08 °C
<b>Temperatura entrada aigua condensador</b>	30 °C	29,89 °C
<b>Temperatura d'evaporació</b>	79,9 °C	79,9 °C
<b>Temperatura de condensació</b>	41,6 °C	41,6 °C
<b>Temperatura de sortida aigua geotèrmica</b>	85 °C	85,09 °C
<b>Temperatura de sortida aigua condensador</b>	35,5 °C	35,54 °C
<b>Cabal màssic d'aigua geotèrmica</b>	5972 kg/s	5972 kg/s
<b>Cabal màssic d'aigua en condensador</b>	4864 kg/s	4864 kg/s
<b>Cabal màssic de fluid orgànic</b>	669 kg/s	669 kg/s
<b>Potència neta produïda</b>	8766 kW	8902 kW
<b>Potència bomba de l'evaporador</b>	454 kW	453,4 kW
<b>Potència bomba del condensador</b>	567 kW	531,7 kW
<b>Potència bomba principal</b>	212 kW	204,4 kW
<b>U-A condensador</b>	15251 kW/K	13090 kW/K
<b>U-A evaporador</b>	16796,36 kW/K	13500 kW/K
<b>Eficiència cicle Rankine (tant per U)</b>	0,098	0,07892

Taula 19: Comparativa dels resultats de l'article [2] amb els simulats en el TFG pel fluid R123.

A grans trets s'observa a partir d'analitzar els resultats que s'ha complert amb èxit l'objectiu de simular el modelat de l'article i aconseguir els valors desitjats. De fet, destaquen el valor dels 10 MW que s'han pogut aconseguir de potència bruta total i com s'ha pogut analitzar també tenint en compte la potència de les bombes secundàries introduïdes per a aquesta simulació.

Per tal de poder donar coherència als valors, han intervingut un seguit de factors que han fet possible la concordança entre els valors que es volien obtenir i els obtinguts. Els factors que han intervingut en el procés han estat els següents:

- Variació del Pinch Point: El Pinch Point tant per a l'evaporador com per al condensador ha estat un paràmetre clau en aquesta simulació per tal d'aconseguir assolir les temperatures d'entrada i de sortida del fluid secundari desitjades segons l'article simulat. L'explicació a aquest fet es deguda a que en els resultats obtinguts per l'autor *H.D. Madhawa* no s'especifica clarament quin és el Pinch Point utilitzat per a realitzar la seva simulació, dada essencial per tal de saber la mínima temperatura que s'estableix durant l'intercanvi de calor entre el fluid primari i el secundari.

No obstant, és dada la temperatures a les quals entren aquests fluids així com la temperatura a les que surten del bescanviador. Aquest fet ha permès que sabent que els valors normals de Pinch Point oscil·len entre 0 i 10 °C, a partir d'anar modificant el Pinch Point s'ha aconseguit arribat a les temperatures tant d'entrada com de sortida desitjades.

El fet de modificar el Pinch Point per tal d'aconseguir les temperatures d'entrada i sortida dels circuits secundaris desitjades no és el procediment que es segueix habitualment, és a dir: Normalment en un cicle ORC o RORC d'energia renovable de procedència diversa, el valor que es troba fixat és el valor de les temperatures d'entrada dels fluids secundaris, ja sigui la temperatura a la qual es troba l'aigua freda en un circuit de condensació o per exemple la temperatura a la qual surtin gasos de combustió d'un cicle determinat.

Així doncs el que normalment marca el Pinch Point és aquest valor de temperatura que es dona intrínsecament en les condicions de treball del cicle ORC. Per tant, el que s'ha efectuat durant aquesta simulació ha estat el procés invers del que s'efectuaria normalment per tal de trobar el Pinch Point de treball. Malgrat que s'hagi fet d'aquesta manera, s'ha aconseguit l'objectiu de trobar les temperatures que es buscaven i el valor del Pinch Point és totalment adequat i coherent amb les condicions proposades a la simulació.

- Càlcul de la potència de la bombes secundàries: Per a les simulacions que s'havien realitzat anteriorment, en cap d'elles s'havia introduït la potència consumida per la bomba del circuit secundari ni en l'evaporador ni condensador. L'explicació a que anteriorment no s'hagués tingut en compte i en aquesta simulació tingui una gran importància en quant als resultats és la quantitat de fluid que es troba circulant pel circuit, tant pels secundaris com per al circuit principal amb el fluid orgànic.

La potència de la bomba ve donada per l'expressió següent:

$$P_{bomba} = \frac{\dot{m}_{fs} \cdot (\Delta P_{fs})}{\rho_{fs} \cdot \eta_{bomba}} \quad [3.1]$$

On  $\dot{m}_{fs}$  és el cabal del fluid secundari en kg/s,  $\Delta P_{fs}$  correspon a la diferència de pressió entre el fluid secundari a l'entrada i a la sortida del bescanviador en Pa,  $\rho_{fs}$  correspon a la densitat del fluid secundari fred a una temperatura mitja entre la temperatura d'entrada i la de sortida del bescanviador i  $\eta_{bomba}$  és l'eficiència de la bomba del circuit secundari. D'aquesta manera el valor de la potència de la bomba s'expressa en Watts ( W).

A l'hora de dur a terme la simulació del cicle, de la equació [3.1] són dades el cabal màssic del fluid, la densitat del fluid i el rendiment de la bomba del circuit secundari, però per contra no es disposa del valor de la diferència de pressió entre l'entrada i la sortida del bescanviador.

Així doncs, per tal d'aconseguir el valor d'aquesta diferència de pressió, s'aprofita que es tenen els valors de potència de cada una de les bombes secundaries com a resultat en la simulació per tal d'aïllar aquesta diferència de pressió sent la única incògnita en l'equació [3.1].

Un cop obtingut el valor de la diferència de pressió per a cada un dels bescanviadors, s'introdueix com a input en la simulació efectuada amb el programa EES. Així doncs, els valors obtinguts amb la simulació duta a terme han estat obtinguts d'aquesta manera efectuant novament el procediment a la inversa de com es faria habitualment.

#### 3.4.1. SIMULACIÓ AMB EL FLUID N-PENTÀ

En la simulació de l'article realitzada per *H.D. Madhawa Hettiaracchchi* , es va dur a terme la simulació amb 3 altres fluids a part del R123 amb el qual s'ha fet la simulació anterior.

Encara que els altres fluids amb els quals es va simular l'article no compleixen amb els requisits especificats al principi del capítol 3.1 en el qual es parla sobre els fluids escollits per a les simulacions, es decideix simular i analitzar el comportament del cicle al utilitzat el fluid orgànic “ n-Pentà” com a fluid de treball.

Així doncs, l'objectiu principal d'aquesta simulació igual que ha estat en la primera és dur a terme el modelat del cicle en les condicions que descriu l'article anomenat, amb la finalitat d'aconseguir obtenir els mateixos resultats a partir de dur a terme les modificacions necessàries al programa per tal d'aconseguir-ho.



Els inputs que s'han utilitzat en aquesta simulació es mostren a la taula 20.

<b>Fluid orgànic</b>	<b>n-Pentà</b>
<b>Cabal fluid orgànic (kg/s)</b>	294
<b>Pinch point evaporador (°C)</b>	5
<b>Pinch point condensador (°C)</b>	5
<b>Fluid secundari evaporador</b>	Aigua
<b>Cabal màssic fluid secundari evaporador (kg/s)</b>	7236
<b>Fluid secundari condensador</b>	Aigua
<b>Cabal màssic fluid secundari condensador (kg/s)</b>	4640
<b>Eficiència expansor</b>	0,85
<b>Eficiència bomba circuit principal</b>	0,75
<b>Eficiència bomba evaporador</b>	0,8
<b>Eficiència bomba condensador</b>	0,8
<b>Eficiència generador</b>	0,96

Taula 20: Inputs per a la simulació amb el fluid n-Pentà. [2]

A partir dels inputs introduïts es pretén arribar als mateixos resultats que l'autor en la seva simulació. En la figura 78 es mostren els valors als quals es va arribar en l'estudi de l'article per l'autor.

Working fluid	n-Pentane
Gross power $W_{Gross}$ (MWe)	10
Geothermal water inlet temperature $T_{HWI}$ (°C)	90
Cooling water temperature $T_{CWI}$ (°C)	30
Evaporation temperature (°C)	80.2
Evaporation pressure (MPa)	0.37
Condensation temperature (°C)	40.7
Condensation pressure (MPa)	0.12
Geothermal water outlet temperature (°C)	86
Geothermal water velocity (m/s)	0.77
Cold water outlet temperature (°C)	35.7
Cold water velocity (m/s)	1.2
Geothermal water flow rate (kg/s)	7236
Cooling water flow rate (kg/s)	4640
Working fluid flow rate (kg/s)	294
Net power produced (kW)	8940
Geothermal water pumping power (kW)	374
Cooling water pumping power (kW)	518
Working fluid pumping power (kW)	169
$(\alpha_W)_C$ (kW/m <sup>2</sup> K)	11.6
$(\alpha_{WF})_C$ (kW/m <sup>2</sup> K)	22.7
$U_C$ (kW/m <sup>2</sup> K)	6.3
$(\alpha_W)_E$ (kW/m <sup>2</sup> K)	12.3
$(\alpha_{WF})_E$ (kW/m <sup>2</sup> K)	4.06
$U_E$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2.82
Evaporator area $A_E$ (m <sup>2</sup> )	5660
Condenser area $A_C$ (m <sup>2</sup> )	2317
Objective function $\gamma$	0.89
Rankine cycle efficiency $\eta_R$	9.9

Figura 78: Resultats de l'article original en la simulació del ORC amb el fluid n-Pentà. [2]

Dels valors obtinguts per l'article en el qual es basa la simulació, destaquen els 10 MW de potència que es generen en el cicle, tal com passava per al fluid R123, malgrat que amb l'intervenció de les bombes dels circuits secundaris i la del circuit principal s'obté una potència neta total de 8940 kW

En la taula 21, es pot veure la comparativa amb els resultats experimentals obtinguts en front els resultats als quals es pretenia arribar a partir de la simulació realitzada.

Concepte	Article de H.D. Madhawa [2]	Simulació EES
Potència “bruta” total	10MW	9,86 MW
Temperatura entrada aigua geotèrmica	90 °C	88,28 °C
Temperatura entrada aigua condensador	30 °C	30,34 °C
Temperatura d'evaporació	80,2 °C	80,2 °C
Temperatura de condensació	40,7 °C	40,7 °C
Temperatura de sortida aigua geotèrmica	86 °C	84,25 °C
Temperatura de sortida aigua condensador	35,7 °C	36,13 °C
Cabal màssic d'aigua geotèrmica	7236 kg/s	7236 kg/s
Cabal màssic aigua en condensador	4640 kg/s	4640 kg/s
Cabal màssic de fluid orgànic	294 kg/s	294 kg/s
Potència neta produïda	8940 kW	8808 kW
Potència bomba de l'evaporador	374 kW	374,3 kW
Potència bomba del condensador	518 kW	517,72 kW
Potència bomba principal	169 kW	169 kW
U-A condensador	14597 kW/K	14910 kW/K
U-A evaporador	15961,2 kW/K	13500 kW/K
Eficiència cicle Rankine (tant per u)	0,099	0,0792

Taula 21: Comparativa entre els resultats obtinguts i l'article original [2] pel fluid n-Pentà.

Tal com ha passat en la simulació amb el fluid R123, s'han aconseguit els objectius de simular una potència bruta total de 10 MW i introduir les potències de les bombes auxiliars per als circuits secundaris a l'evaporador i al condensador.

En aquest estudi realitzat amb el fluid n-Pentà, s'ha pogut comprovar com s'ha necessitat menys de la meitat de cabal màssic de fluid orgànic utilitzat com a fluid de treball per a obtenir la mateixa quantitat de potència en el cicle respecte al fluid R123. Aquest motiu és degut principalment a les propietats termodinàmiques del fluid emprat en cada cas, tal com s'explica al capítol 2.10.1.

Si no es tinguessin en compte tots els requisits mediambientals a l'hora d'escollir un tipus de fluid, sens dubte el n-Pentà presenta unes propietats termodinàmiques excel·lents per tal de generar grans quantitats d'energia amb un cabal molt inferior a altres fluids de la mateixa família.

L'inconvenient d'aquest tipus de fluid orgànic són els de seguretat que comporten ja que és un fluid molt inflamable, el que fa que actualment es prefereixi optar per altres fluids que generen la mateixa potència amb més quantitat de cabal màssic però que no presentin riscos elevats d'inflamabilitat.

### 3.5. QUARTA SIMULACIÓ

La quarta simulació realitzada en el TFG està basada en un article de l'autor **Andreea MARIN** en el qual es va simular un cicle Rankine orgànic de baixa potència que utilitzava energia solar tèrmica (captada amb un sol·lector solar pla) la qual passava a un fluid caloportador que era el fluid calent que aportava la calor a l'evaporador del ORC per a obtenir finalment potència elèctrica en el generador elèctric acoplat a l'expansor.

La potència generada en el cicle és tan sols de 3,78 kW degut principalment a que l'escalfament mitjançant energia solar no dona valors tant alts de potència com podria ser energia geotèrmica o gasos de combustió residuals, però la simulació presenta tots els elements típics en un cicle d'aquestes característiques i per aquest fet es realitza la simulació.

L'objectiu principal d'aquesta simulació ha estat aconseguir arribar als resultats publicats en l'article a partir d'introduir les dades d'entrada que van utilitzar autors en la seva modelització del ORC. Cal dir que en l'article no es dona informació respecte al fluid fred del condensador ni les seves condicions d'operació (cabal i temperatures). L'article complet es troba a ( l'ANNEX A.4.2.) on es poden veure algunes de les dades inicials de les quals l'autor va partir per a realitzar la seva simulació i s'anomena "*Energy and Exergy analysis of an ORC.*"

El fluid orgànic de treball amb el qual es duu a terme la simulació és el R123, ja que com s'ha observat al llarg de les diverses simulacions és un dels que presenta millors propietats per a treballar a baixes temperatures.

El fluid secundari (fluid calent) de l'evaporador del ORC s'ha simulat com aigua sense additius (el qual és el fluid caloportador de l'energia solar tèrmica captada pels col·lectors solars), mentre que el fluid secundari (fluid fred) del condensador s'ha considerat que és aigua de refrigeració.

La representació visual del cicle que es simula en l'article és mostra en la figura següent:

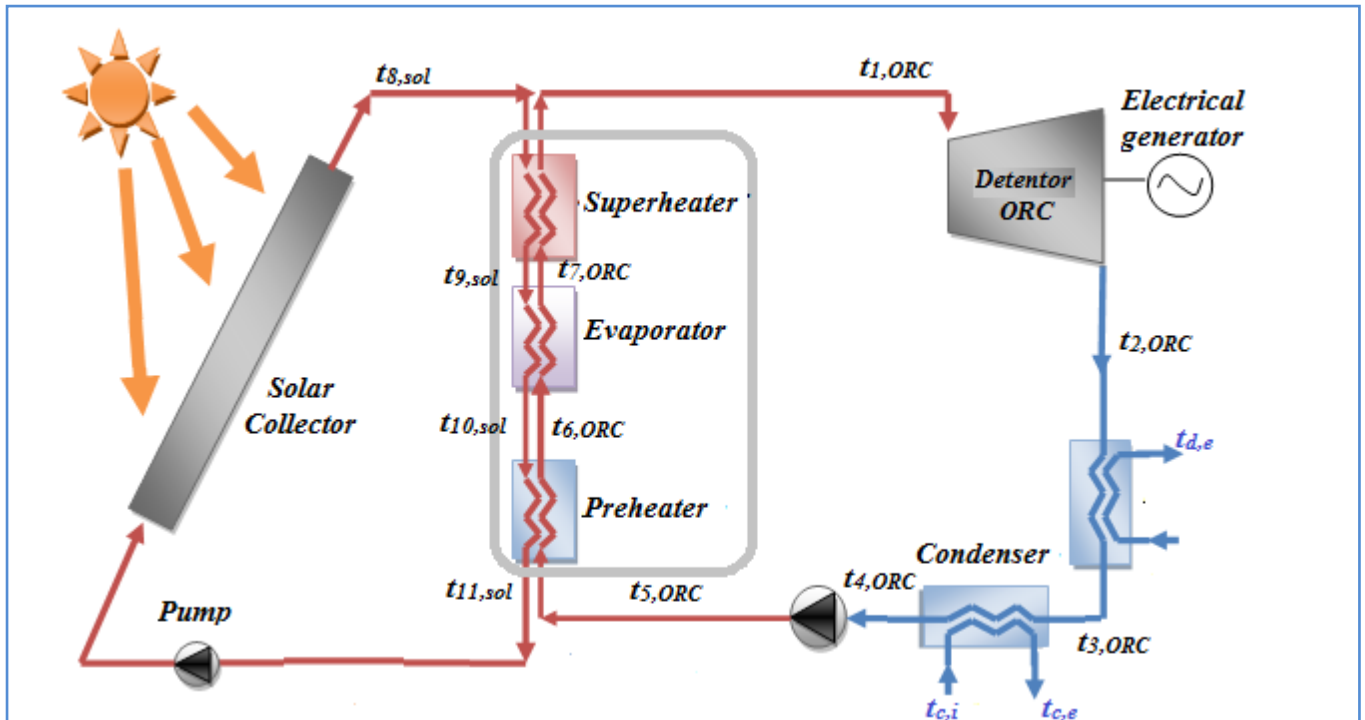


Figura 79: Representació visual del cicle a simular amb aprofitament de l'energia solar. [4]

Els inputs introduïts al software per a dur a terme la simulació es mostren a la taula 22.

Fluid orgànic	R123
Cabal fluid orgànic (kg/s)	0,1007
Temperatura evaporació (°C)	110
Pinch point evaporador (°C)	7
Temperatura condensació (°C)	30
Pinch point condensador (°C)	4
Fluid secundari evaporador	Aigua
Cabal màssic fluid secundari evaporador (kg/s)	0,14
Fluid secundari condensador	aigua
Cabal màssic fluid secundari condensador (kg/s)	0,685
Eficiència expansor	0,85
Eficiència bomba circuit principal	0,6
Eficiència generador	1
Eficiència recuperador	0

Taula 22: Inputs inicials per a la cinquena simulació. [4]

Els valors mostrats a la taula 22 han estat introduïts al software EES per tal de simular les condicions representades per l'autor *Andreea MARIN*. A continuació, en la taula 23 es presenten els resultats obtinguts a partir de la simulació i es comparen amb els valors que es van obtenir a l'article del qual es realitza la simulació i que són els valors als quals es pretén arribar duent a terme aquest estudi.

Concepte	Procedència dels resultats	Resultats amb el fluid R123
Eficiència del cycle(%)	Article	16,1
	Simulació del TFG	14,34
Potència calorífica absorbida en l' evaporador (kW)	Article	23,4
	Simulació del TFG	22,657
Cabal màssic fluid orgànic (kg/s)	Article	0,1007
	Simulació del TFG	0,1007
Potència de la bomba (kW)	Article	0,155
	Simulació del TFG	0,10
Potència calorífica eliminada en el condensador (kW)	Article	16,94
	Simulació del TFG	19,407
Potència neta del cycle (kW)	Article	3,785
	Simulació del TFG	3,25

Taula 23: Comparativa entre els resultats teòrics i els obtinguts en la simulació.

Un cop analitzada la taula amb la comparativa dels resultats obtinguts experimentalment amb els resultats teòrics que es van obtenir en la simulació de l'article, comprovem que els valors obtinguts a partir de simular el cycle orgànic amb les mateixes condicions que va utilitzar l'autor en la seva no corresponen als valors que suposadament s'haurien d'obtenir.

Malgrat que les dades inicials eren suficients per tal d'arribar a una solució coherent i que es correspongués als valors desitjats, no s'ha pogut afinar més la simulació i arribar a les dades que l'autor presentava al seu article. El comportament del cycle a partir de les dades introduïdes per hom, és totalment acceptable a nivells de resultats i rendiment, però simplement no reflexa l'objectiu d'assolir els mateixos valors als quals l'autor va arribar quan va realitzar el seu estudi.

En la figura 80 es mostra el diagrama T-s del cicle a partir d'introduir les dades amb les quals es volia arribar als resultats correctes.

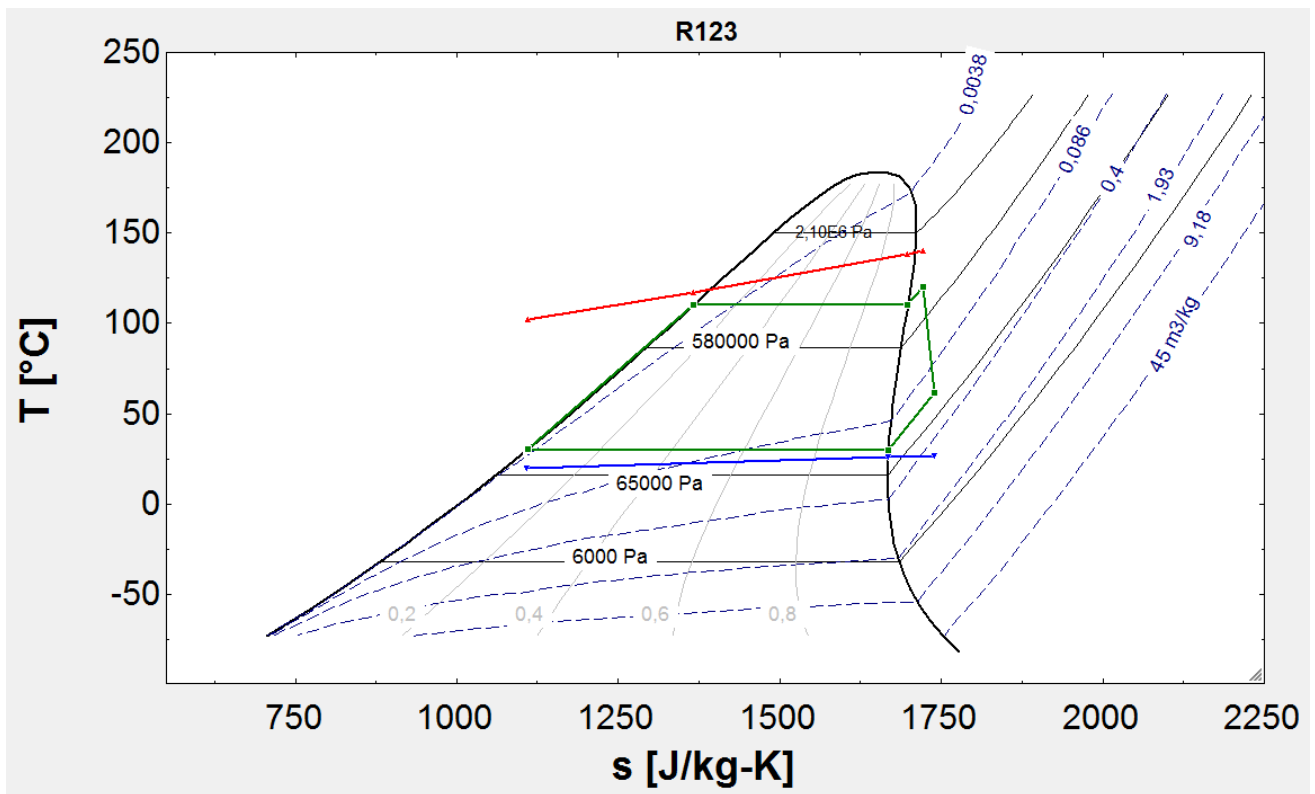


Figura 80: Diagrama T-s obtingut per a la quarta simulació.

En el diagrama T-s del cicle es pot apreciar la diferència mínima de temperatura, Pinch Point, entre els fluids secundaris i el fluid orgànic per a cada un dels bescanviadors tal com l'evaporador i el condensador.

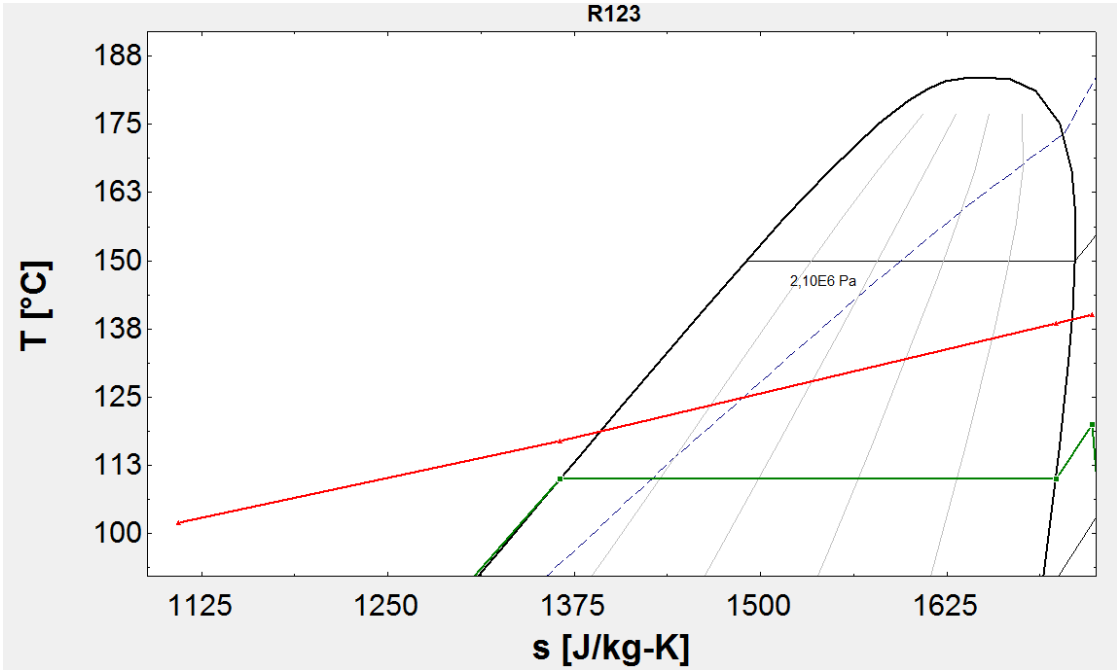


Figura 81: Pinch Point entre el fluid calent i el fluid orgànic R123 en la cinquena simulació.

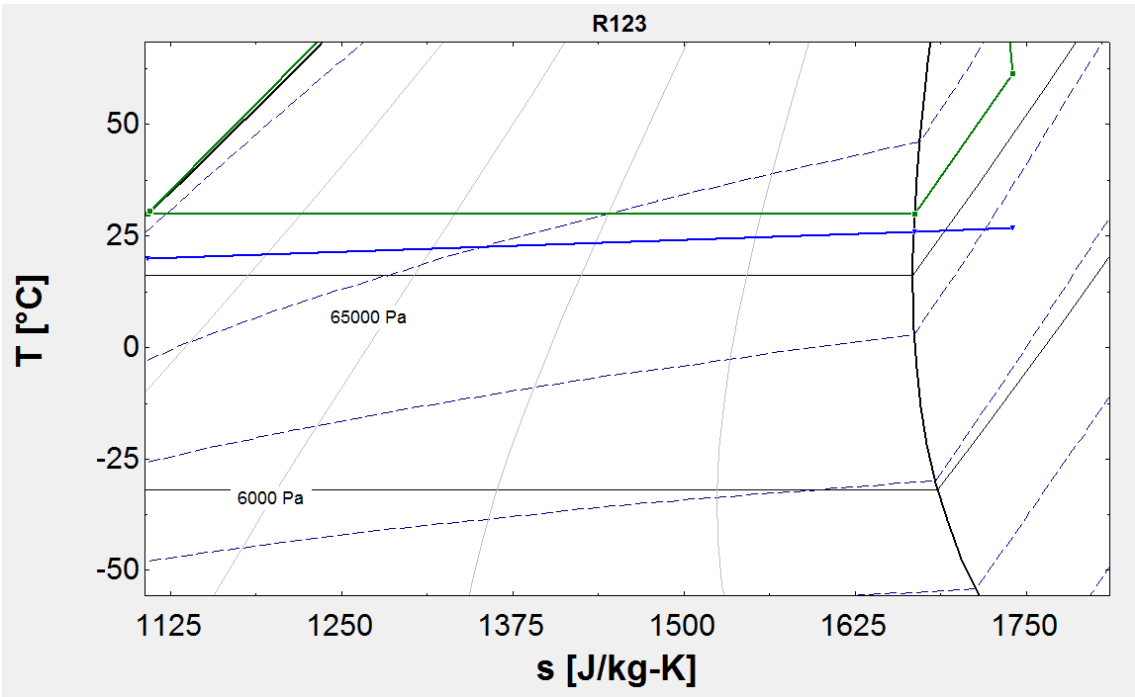


Figura 82: Pinch Point entre el fluid fred i el fluid orgànic R123 en la cinquena simulació.



### 3.5.1. OPTIMITZACIÓ DE LA QUARTA SIMULACIÓ

Encara que amb els inputs inicials que l'autor va introduir a la simulació realitzada a l'article no s'ha aconseguit arribar als resultats que es preveïen, en aquesta part de la simulació s'ha decidit ajustar els inputs imposats al cicle per a la simulació per tal d'aconseguir d'aquesta manera aproximar-se als resultats que l'autor va aconseguir en la seva simulació.

Un cop simulat el cicle en les condicions més properes a les quals s'hagi pogut arribar per tal de tenir similitud amb els resultats teòrics, es decideix modelar els bescanviadors presents en el cicle, condensador i evaporador, per tal de veure quin tipus de bescanviador de plaques seria necessari en un cicle de baixa potència com el simulat en aquest apartat.

En la taula 24 es mostren els valors dels inputs que s'han introduït per tal d'arribar a les condicions desitjades en aquesta simulació.

<b>Fluid orgànic</b>	<b>R123</b>
<b>Cabal fluid orgànic (kg/s)</b>	0,11
<b>Temperatura evaporació (°C)</b>	110
<b>Pinch point evaporador (°C)</b>	5
<b>Temperatura condensació (°C)</b>	30
<b>Pinch point condensador (°C)</b>	5
<b>Fluid secundari evaporador</b>	Aigua
<b>Cabal màssic fluid secundari evaporador (kg/s)</b>	0,14
<b>Fluid secundari condensador</b>	Aigua
<b>Cabal màssic fluid secundari condensador (kg/s)</b>	0,9
<b>Eficiència expansor</b>	0,9
<b>Eficiència bomba circuit principal</b>	0,6
<b>Eficiència generador</b>	1
<b>Eficiència recuperador</b>	0

Taula 24: Inputs introduïts per a la optimització de la cinquena simulació.

A partir d'introduir els valors mostrats en la taula 24, es realitza una taula comparativa entre els resultats obtinguts en aquesta simulació i els resultats teòrics de l'article. La comparativa es mostra a la taula 25.

Concepte	Procedència dels resultats	Resultats amb el fluid R123
<b>Eficiència del cicle(%)</b>	Article	16,1
	Simulació del TFG	15,2
<b>Potència calorífica absorbida en l' evaporador (kW)</b>	Article	23,4
	Simulació del TFG	24,74
<b>Cabal màssic fluid orgànic (kg/s)</b>	Article	0,1007
	Simulació del TFG	0,11
<b>Potència de la bomba (kW)</b>	Article	0,155
	Simulació del TFG	0,11
<b>Potència calorífica eliminada en condensador (kW)</b>	Article	16,94
	Simulació del TFG	20,9
<b>Potència neta del cicle (kW)</b>	Article	3,785
	Simulació del TFG	3,765

Taula 25: comparativa entre els resultats obtinguts i els teòrics de la cinquena simulació.

A partir dels resultats obtinguts amb la simulació realitzada en aquest TFG respecte als resultats donats en l'article , es veu que alguns resultats continuen diferint una mica. Es conclou que malgrat que es disposi d'un seguit de dades per tal de simular un cicle ORC determinat, al no disposar de la totalitat de les mateixes i per tant d'algunes condicions d'operació dels fluids del cicle (per exemple cabals i temperatures d'entrada dels fluids calent i fred, ...) és complicat a vegades arribar als resultats que dona la bibliografia en la simulació d'un ORC en concret.

A més, un dels factors pels quals es determina que s'ha produït aquesta diferència en els resultats és el software mitjançant el qual es va modelar el sistema ORC per tal d'obtenir els resultats. Mentre que la simulació realitzada en aquest TFG ha estat duta a terme amb el software EES (amb propietats termodinàmiques dels fluids de Refprop 9.1 del NIST<sup>(\*)</sup>), els autors en l'article [10] van simular el cicle amb el software *SOLKANE* (un software destinat a la simulació de cicles de refrigeració i cicles ORC), i que pot proporcionar propietats termodinàmiques pels diferents fluids diferents de l'EES. Per tant, una possible argumentació en la diferència dels resultats de la Taula 8 és la diferent font de l'obtenció de les propietats termodinàmiques dels fluids.

(\*) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - Standard Reference Database 23: NIST- REFPROP Version 9.1  
<http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>

3.5.2. MODELAT DEL CONDENSADOR

Tal com s’ha explicat al principi de la simulació present, es decideix de modelar els bescanviadors en aquestes condicions de treball per tal de saber com han de ser els equips sota aquestes condicions de treball.

Per a efectuar el modelat del condensador, els inputs introduïts al software SSP G7 son el següents:

Fluid Side 1	R123	
Fluid Side 2	Water	
CoCurrent	<input type="checkbox"/>	
Exchangers	B-Types; F-Types	
	Side 1	Side 2
Heat load	<input type="text"/> kW	
Inlet vapor quality	<input type="text"/> 1,000	
Outlet vapor quality	<input type="text"/> 0,000	
Inlet temperature	<input type="text"/> 58,77 °C	<input type="text"/> 20,04 °C
Condensation temperature	<input type="text"/> 30,00 °C	
Subcooling	<input type="text"/> 0,00 K	
Outlet temperature		<input type="text"/> 25,62 °C
Flow	<input type="text"/> 0,1100 kg/s	<input type="text"/> kg/s
Max pressure drop	<input type="text"/> 50,0 kPa	<input type="text"/> 50,0 kPa

Figura 83: Inputs introduïts al programa SSP G7 per al modelat del condensador. [22]

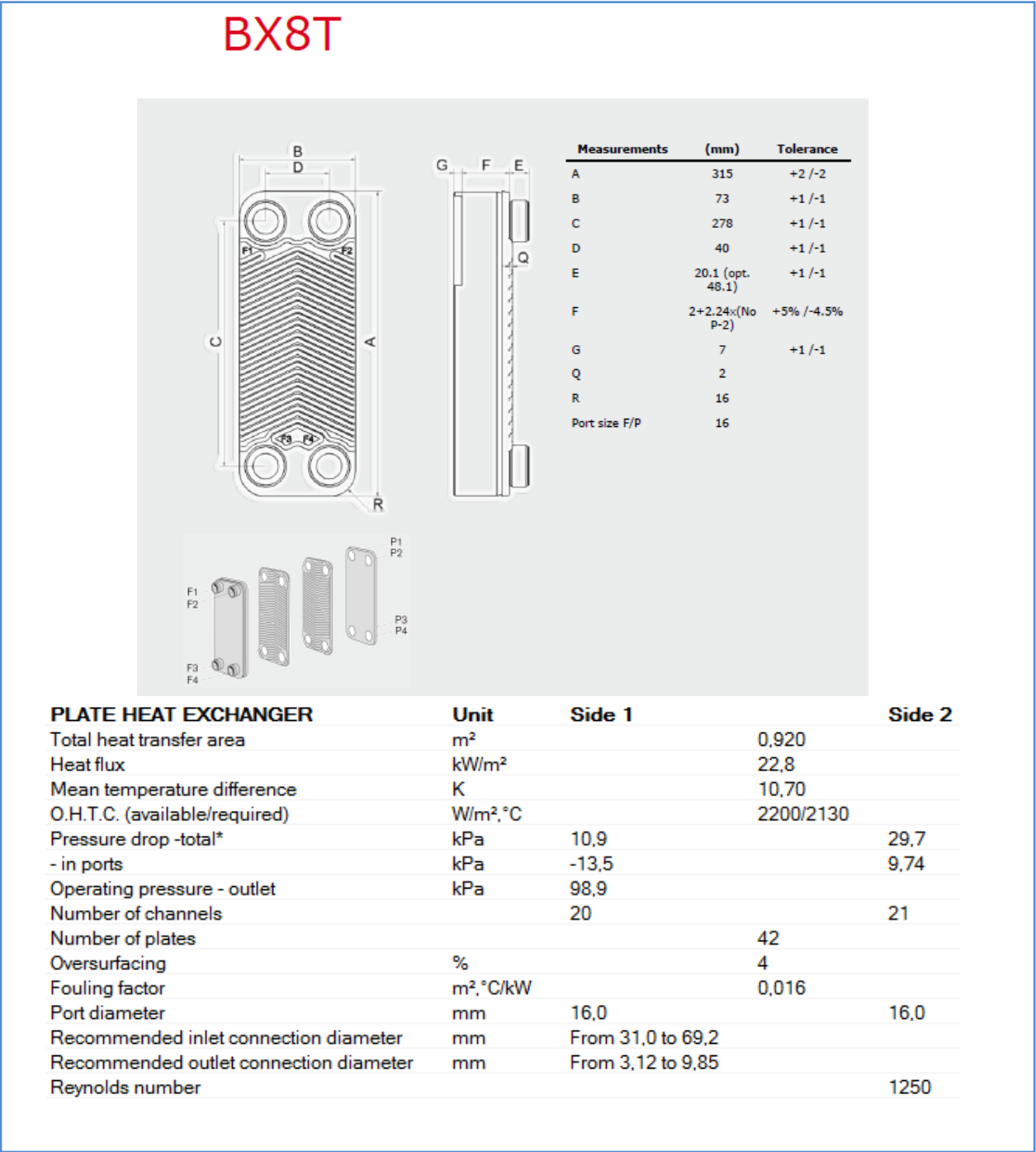
Els valors introduïts al software provenen de la simulació experimental realitzada i es poden trobar a l’ ANNEX A.5.5. A partir d’aquest resultats es modela un bescanviador que compleix les característiques següents:

Heat load	kW	20,93	
Inlet temperature	°C	58,77	20,04
Condensation temperature (dew)	°C	30,00	
Subcooling	K	0,00	
Outlet temperature	°C	30,00	25,62
Flow rate	kg/s	0,1100	0,8972
Fluid condensed	kg/s	0,1100	
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0

Figura 84: dades calculades per al condensador segons el programa SSP G7. [22]

Les característiques necessàries que ha d'acomplir el bescanviador modelat corresponen totalment amb les dades reals que s'han introduït en la simulació. A més, totes les dades de cabals i potències corresponen als valors utilitzats en la simulació.

Un cop es tenen aquest valors, el bescanviador escollit segons el modelat realitzat es mostra a la figura 85.



PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	33,33	22,83
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0,380	0,937
- Density	kg/m³	1442	997,6
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,053	4,181
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,07413	0,6034
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,0111	
- Density	kg/m³	5,843	
- Heat capacity	kJ/kg, °C	0,7081	
- Thermal conductivity	W/m, °C	9,485e-3	
- Latent heat	kJ/kg	169,5	
Film coefficient	W/m², °C	3540	13300
Minimum wall temperature	°C	27,57	27,23
Channel velocity	m/s	6,13	0,293

Figura 85: Caraterístiques del condensador escollit per a la cinquena simulació. [22]

El modelat del condensador necessari per a complir les condicions de treball destaca per estar format per un total de 42 plaques i una àrea per a la transferència de calor de 0,92 m². Si es compara aquesta mida del bescanviador amb els que es van utilitzar en la segona simulació (veure capítol 3.3.2), es pot observar la diferència de magnitud que hi ha entre uns i altres, que té a veure directament amb la quantitat de potència generada en el cicle i la quantitat de fluid de treball que circula per al bescanviador.

Per tal de comprovar els càlculs teòrics envers els resultats experimentals obtinguts, es calcula el valor del factor U·A teòric a partir del producte de l'àrea modelada del condensador per el valor de O.H.T.C (available), així doncs el càlcul d'aquest valor ens dona el següent:

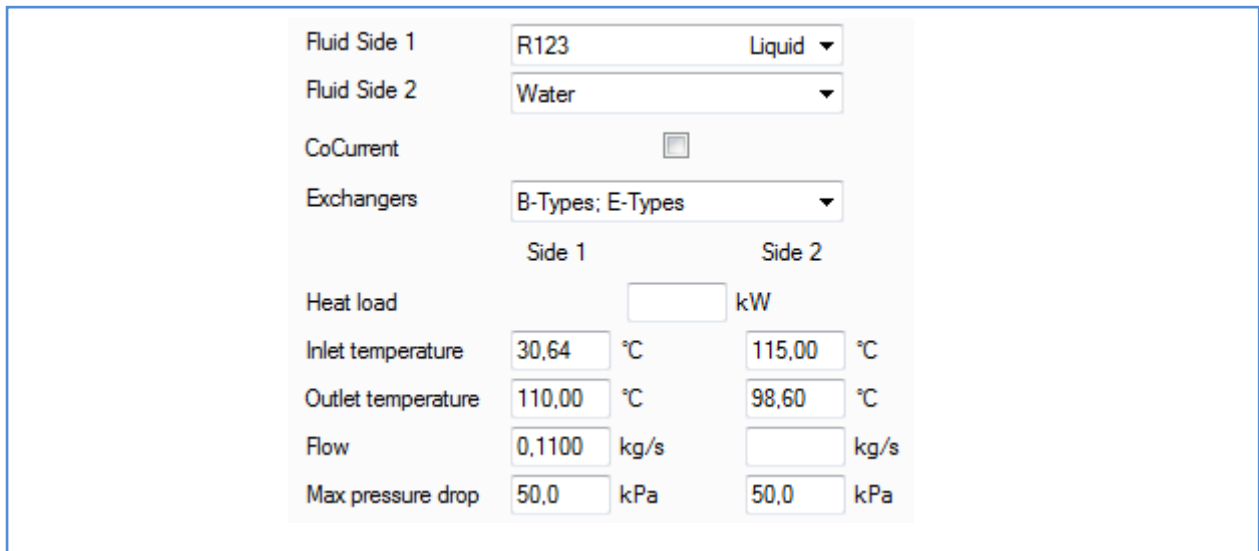
$$U \cdot A \text{ teòric condensador} = 2200 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 0,92 m^2 = 2024 \frac{W}{^\circ C}$$

El valor U·A teòric difereix mínimament del que s'ha obtingut en la simulació experimental, amb un valor de 2149  $\frac{W}{^\circ C}$ . Els càlculs i les dades que el programa SSP G7 proporciona són coherents amb els valors introduïts de la simulació, és per això que aquest error s'assumeix com un error de càlcul i es presenta com a una opció vàlida la selecció d'aquest bescanviador.

### 3.5.3. MODELAT DE L'EVAPORADOR

Per a realitzar el modelat de l'evaporador en les condicions a simular, s'han efectuat dues etapes. Per una banda, s'ha simulat l'entrada a l'evaporador com un bescanviador simple sense canvi de fase, i posteriorment s'ha realitzat el modelat de la segona part de l'evaporador amb el canvi de fase corresponent.

Els inputs inicials per al pre escalfador d'una sola fase es mostren a la figura 86.



	Side 1	Side 2
Fluid Side 1	R123	Liquid
Fluid Side 2	Water	
CoCurrent	<input type="checkbox"/>	
Exchangers	B-Types; E-Types	
Heat load		kW
Inlet temperature	30,64 °C	115,00 °C
Outlet temperature	110,00 °C	98,60 °C
Flow	0,1100 kg/s	
Max pressure drop	50,0 kPa	50,0 kPa

Figura 86: Inputs introduïts a la fase del pre-escalfador per a l'evaporador. [22]

Les dades de temperatura introduïdes al software SSP G7 provenen de la simulació experimental realitzada amb el programa EES i la qual es troba a l' ANNEX A.1.1.6. A partir d'aquestes dades, el pre escalfador utilitzat a l'entrada de l'evaporador ha d'acomplir amb les característiques següents:

<b>PLATE HEAT EXCHANGER</b>		<b>Unit</b>	<b>Side 1</b>	<b>Side 2</b>
Total heat transfer area	m <sup>2</sup>		0,253	
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>		38,6	
Mean temperature difference	K		24,13	
O.H.T.C. (available/required)	W/m <sup>2</sup> , °C		1640/1600	
Pressure drop -total*	kPa		7,34	5,77
- in ports	kPa		0,106	0,244
Port diameter	mm		16,0	16,0
Number of channels			5N	6W
Number of plates			12	
Oversurfacing	%		3	
Fouling factor	m <sup>2</sup> , °C/kW		0,014	
Reynolds number			2365	2439
Port velocity	m/s		0,408	0,735
<b>PHYSICAL PROPERTIES</b>		<b>Unit</b>	<b>Side 1</b>	<b>Side 2</b>
Reference temperature	°C		70,32	106,80
Dynamic viscosity	cP		0,255	0,264
Dynamic viscosity - wall	cP		0,187	0,278
Density	kg/m <sup>3</sup>		1341	953,6
Heat capacity	kJ/kg, °C		1,118	4,223
Thermal conductivity	W/m, °C		0,06485	0,6809
Min. fluid temperature at wall	°C		30,64	
Max. fluid temperature at wall	°C			115,00
Film coefficient	W/m <sup>2</sup> , °C		2150	12200
Minimum wall temperature	°C		100,66	101,45
Channel velocity	m/s		0,115	0,173
Shear stress	Pa		25,4	19,4

Figura 87: Propietats del condensador escollit segons el programa SSP G7. [22]

El bescanviador escollit segons les dades introduïdes es caracteritza per estar format per un total de 12 plaques les quals cobreixen una superfície de 0,253 m<sup>2</sup>. Per a donar rigor als resultats teòrics obtinguts al modelat del bescanviador, es compara el valor U·A obtingut en el modelat efectuat amb el valor experimental obtingut en la simulació mitjançant el programa EES. Per una banda, el valor U·A teòric obtingut és el següent:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador SF} = 1640 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 0,253 m^2 = 415 \frac{W}{^\circ C}$$

El valor calculat anteriorment coincideix pràcticament amb el valor experimental calculat en la simulació, que és de **402**  $\frac{W}{^\circ C}$ .

En quant al cos principal de l'evaporador, la part del bescanviador on es produeix canvi de fase, els inputs d'entrada introduïts es mostren a la figura 88.

Fluid Side 1	R123	
Fluid Side 2	Water	
CoCurrent	<input type="checkbox"/>	
Exchangers	B-Types; V-Types; F-Types	
	Side 1	Side 2
Heat load		kW
Subcooled liq. temp.		°C
Inlet vapor quality	0,000	
Outlet vapor quality	1,000	
Inlet temperature		140,20 °C
Evaporation temperature	110,00 °C	
Superheating	10,00 K	
Outlet temperature		115,00 °C
Flow	0,1100 kg/s	
Max pressure drop	50,0 kPa	50,0 kPa

Figura 88: Propietats del condensador escollit segons el programa SSP G7. [22]

A partir de les dades introduïdes al software SSP G7, es calcula un bescanviador que treballa en les condicions següents:

DUTY REQUIREMENTS	Unit	Side 1	Side 2
Heat load	kW		15,05
Inlet vapor quality		0,000	
Outlet vapor quality		1,000	
Inlet temperature	°C	110,00	140,20
Evaporation temperature (dew)	°C	110,00	
Superheating	K	10,00	
Outlet temperature	°C	120,00	115,00
Flow rate	kg/s	0,1100	0,1403
- inlet vapor	kg/s	0,0000	
Fluid vaporized	kg/s	0,1100	
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0

Figura 89: Requeriments per a l'evaporador calculat segons el programa. [22]

Les dades anteriors són les dades amb les quals el software treballa per a tal de donar un model d'evaporador que compleixi i treballi sota aquestes condicions.

Comparant els valors dels qual disposa el software amb els valor experimentals obtinguts en la simulació, no s'aprecia una diferència significativa en cap dels valors que s'utilitzen per a modelar l' evaporador, la qual cosa indica més precisió a l'hora d'obtenir els resultats. Així doncs, l'evaporador escollit seguint aquests criteris es mostra a la figura 90.



B25T

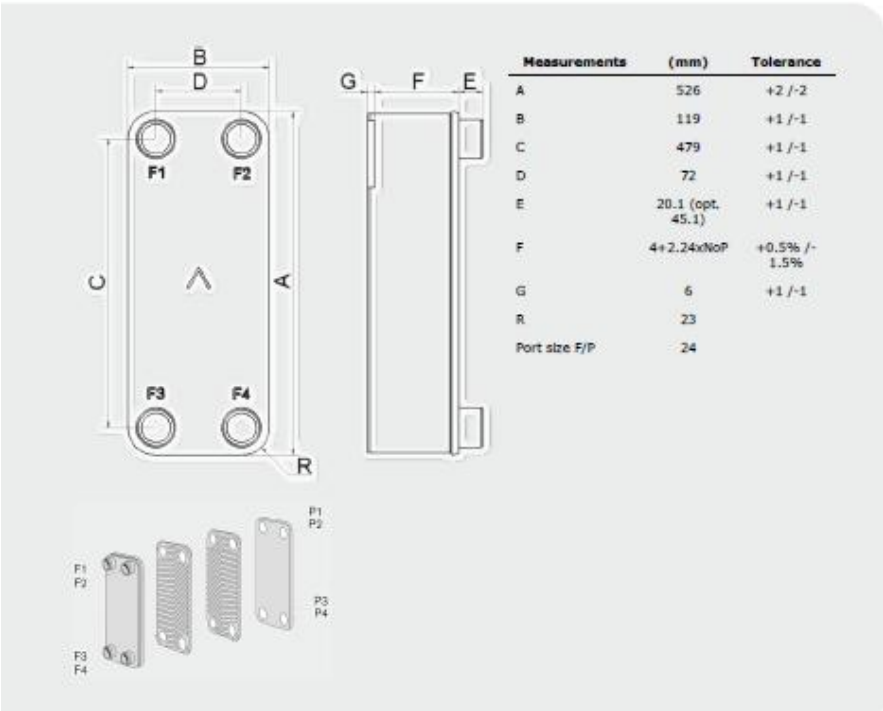


PLATE HEAT EXCHANGER	Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m²		0,882
Heat flux	kW/m²		17,1
Mean temperature difference	K		15,14
H.T.C. (available/required)	W/m², °C		1190/1130
Pressure drop -total*	kPa	28,7	3,16
- in ports	kPa	0,706	0,0485
Operating pressure - outlet	kPa	975	
Number of channels		7	8
Number of plates			16
Oversurfacing	%		5
Fouling factor	m², °C/kW		0,045
Port diameter	mm	24,0/24,0 (up/down)	24,0
Recommended inlet connection diameter	mm	From 2,15 to 3,40	
Recommended outlet connection diameter	mm	From 10,4 to 23,4	
Reynolds number			1410
Outlet port velocity	m/s	4,82	0,331

PHYSICAL PROPERTIES	Unit	Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	110,75	126,79
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0,169	0,220
- Density	kg/m³	1208	938,2
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,173	4,254
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,05588	0,6841
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,0138	
- Density	kg/m³	51,33	
- Heat capacity	kJ/kg, °C	0,9072	
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,01408	
- Latent heat	kJ/kg	127,2	
Film coefficient	W/m², °C	1230	9210
Minimum wall temperature	°C	113,80	113,94
Channel velocity	m/s	1,38	0,0827

Figura 90: Característiques de l'evaporador modelat pel programa. [22]

El model d'evaporador escollit mitjançant el software SSP G7 destaca per estar format per a un total de 16 plaques i tenir un total de 0,882 m² per a repartir en totes elles.

A continuació es realitza el càlcul per a comparar el valor U·A teòric en vers l' experimental:

$$U \cdot A \text{ teòric evaporador TF} = 1190 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 0,882 m^2 = 1050 \frac{W}{^\circ C}$$

$$U \cdot A \text{ experimental evaporador TF} = 1081,24 \frac{W}{^\circ C}$$

El valor obtingut, concorda quasi exactament amb el valor experimental de l'evaporador, la qual cosa correspon amb les expectatives dels càlculs i no dona lloc a pensar en cap error a l'hora de realitzar la simulació o a l'introduir les dades en el propi software per al modelat.

### 3.6. CINQUENA SIMULACIÓ

En aquesta cinquena i última simulació, s'ha volgut fer un pas més a l'hora de simular un cas real extret d'un article de bibliografia, primerament tenint l'objectiu d'arribar als mateixos resultats que va obtenir l'autor a l'hora de dur a terme la seva simulació, tal com s'ha fet en la tercera simulació, i a més, es pretén avaluar mitjançant taules paramètriques com afecta la variació en un dels inputs del cicle als resultats de la simulació.

L'article on es basa la realització de la cinquena simulació és un article fet per *E.H. Wang et al* en el qual els autors estudien la selecció del fluid de treball més adient en un cicle de Rankine orgànic (ORC) per la recuperació de la calor residual dels gasos de combustió d'un motor tèrmic. L'estudi es planteja per la generació de 10 kW de potència neta de sortida del ORC. Els autors presenten l'estudi amb un cicle ORC simple i amb un cicle amb recuperador per varis fluids orgànics de treball. L'article complet es troba en (l'ANNEX A.4.3.) i té el nom de "*Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery*".

Tal com s'ha explicat anteriorment, L'objectiu de la realització d'aquesta simulació no és solament arribar als mateixos resultats publicats pels autors en els fluids estudiats per nosaltres (R245fa i R123), sinó que apart es realitza un anàlisi paramètric de dos dels inputs del cicle. Els paràmetres que es pretén analitzar són els cabals màssics dels fluids secundaris (calent i fred) del cicle Rankine orgànic, els quals no s'estudien en l'article original. A partir de taules paramètriques es vol representar la variació que dels factors U·A de l'evaporador, condensador i recuperador (pel cas del RORC).

Malgrat que l'autor ha realitzat l'estudi amb 9 fluids orgànics diversos, aquesta simulació s'ha centrat en analitzar dos dels fluids que millors propietats proporcionen al cicle com són el R245fa i el R123. El fluid secundari (calent) de l'evaporador s'ha simulat com aire calent, mentre que el fluid secundari (fred) del condensador s'ha considerat que és aigua de refrigeració.

En les taules 26 i 27 es mostren els inputs introduïts en el programa EES per tal de realitzar la simulació de l'article.

Fluid orgànic	R245fa
<b>Cabal fluid orgànic (kg/s)</b>	0,4988
<b>Temperatura evaporació (°C)</b>	107,7
<b>Pinch point evaporador (°C)</b>	195
<b>Temperatura condensació (°C)</b>	31,24
<b>Pinch point condensador (°C)</b>	2
<b>Fluid secundari evaporador</b>	Aire
<b>Cabal màssic fluid secundari evaporador (kg/s)</b>	2,5
<b>Fluid secundari condensador</b>	aigua
<b>Cabal màssic fluid secundari condensador (kg/s)</b>	7,5
<b>Eficiència expansor</b>	0,55
<b>Eficiència bomba circuit principal</b>	0,80
<b>Eficiència generador</b>	1
<b>Eficiència recuperador</b>	0 / 0,9

Taula 26: Inputs introduïts en la quarta simulació per al fluid R245fa.[103]

Fluid orgànic	R123
Cabal fluid orgànic (kg/s)	0,5458
Temperatura evaporació (°C)	132,8
Pinch point evaporador (°C)	165
Temperatura condensació (°C)	46,8
Pinch point condensador (°C)	8
Fluid secundari evaporador	Aire
Cabal màssic fluid secundari evaporador (kg/s)	1,97
Fluid secundari condensador	aigua
Cabal màssic fluid secundari condensador (kg/s)	1,77
Eficiència expansor	0,55
Eficiència bomba circuit principal	0,80
Eficiència generador	1
Eficiència recuperador	0 / 0,9

Taula 27: Inputs introduïts en la quarta simulació per al fluid R123.

A continuació es mostren els resultats que va obtenir l'autor **E.H. Wang** en aquest estudi amb els mateixos fluids.

Per a l'anàlisi del cicle sense el recuperador, els resultats van ser els següents:

Substance	$\eta_{th}$ [%]	$P_e$ [MPa]	$T_e$ [K]	$\dot{Q}_e$ [kW]	$T_c$ [K]	$P_c$ [MPa]	$\pi$	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{V}_3$ [L/s]	$\dot{W}_p$ [kW]	$\dot{W}_s$ [kW]
(a) Selected working condition for A type of ORC											
1 R245fa	8.40	1.4923	380.90	119.08	304.44	0.1874	7.964	0.4988	5.738	0.615	10.615
2 R245ca	8.63	1.4923	395.05	119.64	315.56	0.1882	7.929	0.4815	5.666	0.584	10.584
3 R236ea	8.22	1.7231	377.51	121.60	300.00	0.2196	7.848	0.5979	4.882	0.791	10.791
4 R141b	9.28	1.7231	420.42	107.80	328.89	0.2173	7.929	0.4054	5.137	0.650	10.650
5 R123	8.88	1.5385	406.00	112.59	320.00	0.1926	7.986	0.5458	5.614	0.652	10.652
6 R114	8.75	1.8154	385.81	114.28	300.00	0.2275	7.981	0.6722	4.550	0.919	10.919
7 R113	8.68	1.1231	418.61	115.23	331.11	0.1411	7.959	0.6026	7.673	0.499	10.499
8 R11	9.57	1.400	399.72	104.46	313.33	0.1754	7.981	0.4919	6.557	0.523	10.523
9 Butane	9.17	2.000	387.51	109.10	300.00	0.2580	7.752	0.2330	4.294	0.887	10.887

Figura 91: Resultats obtinguts per l'autor amb variis fluids sense recuperador. [3]

Un cop afegit el recuperador, els resultats es mostren a la figura 92.

Substance	$\eta_{th}$ [%]	$P_e$ [%]	$T_e$ [K]	$\dot{Q}_e$ [kW]	$T_c$ [K]	$P_c$ [MPa]	$T_4$ [K]	$T_2$ [K]	$T_{4a}$ [K]	$T_{2a}$ [K]	$\pi$	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{V}_3$ [L/s]	$\dot{W}_p$ [kW]	$\dot{W}_s$ [kW]
(b) Selected working condition for B type of ORC															
1 R245fa	9.51	1.4923	380.90	105.16	304.44	0.1874	337.84	305.09	308.36	325.42	7.964	0.4988	5.738	0.615	10.615
2 R245ca	9.61	1.4923	395.05	104.10	315.56	0.1882	351.62	316.18	319.72	339.27	7.929	0.4815	5.666	0.584	10.584
3 R236ea	9.55	1.7231	377.51	104.71	300.00	0.2196	334.82	300.78	304.19	322.87	7.848	0.5979	4.882	0.791	10.791
4 R141b	10.30	1.7231	420.42	97.079	328.89	0.2173	363.76	329.78	333.18	351.52	7.929	0.4054	5.137	0.650	10.650
5 R123	10.00	1.5385	406.00	100.04	320.00	0.1926	354.84	320.79	324.20	342.49	7.986	0.5458	5.614	0.652	10.652
6 R114	10.22	1.8154	385.81	97.856	300.00	0.2275	337.91	300.98	304.67	325.17	7.981	0.6722	4.550	0.919	10.919
7 R113	10.35	1.7692	444.74	96.595	346.67	0.2223	395.46	347.65	352.43	380.02	7.960	0.6195	4.666	0.829	10.829
8 R11	10.29	1.400	399.72	97.178	313.33	0.1754	340.23	314.08	316.69	330.44	7.981	0.4919	6.557	0.523	10.523
9 Butane	10.46	2.000	387.51	95.571	300.00	0.2580	335.45	301.08	304.52	324.26	7.752	0.2330	4.294	0.887	10.887

Figura 92: Resultats obtinguts per l'autor amb varis fluids amb recuperador. [3]

A partir dels resultats propis obtinguts en la simulació del cicle, tant sense recuperador com amb la posterior simulació amb l'efecte del recuperador, s'ha realitzat una taula comparativa dels valors obtinguts amb els valors teòrics que es van obtenir en la simulació de l'article. La taula 28 mostra la comparació anomenada anteriorment.

Concepte	Font dels resultats	245fa ORC	245fa RORC	R123 ORC	R123 RORC
Eficiència del cicle(%)	Article	8,4	9,51	8,88	10
	Simulació	8,43	9,5	8,9	10
Potència calorífica absorbida en evaporador (kW)	Article	119,08	105,16	112,59	100,04
	Simulació	118	104,76	113,9	100,2
Cabal màssic fluid orgànic (kg/s)	Article	0,4988	0,4988	0,5458	0,5458
	Simulació	0,4988	0,4988	0,5458	0,5458
Potència de la bomba (kW)	Article	0,615	0,615	0,652	0,652
	Simulació	0,620	0,620	0,653	0,653
Potència neta del cicle (kW)	Article	10,615	10,615	10,652	10,652
	Simulació	9,95	9,95	10,18	10,18

Taula 28: Comparativa dels resultats teòrics amb els obtinguts en la simulació per als diferents fluids 5a simulació.

Els valors mostrats a la taula 28 representen el conjunt de valors de la simulació pròpia comparats amb els resultats propis de l'article. Les conclusions que es poden treure a partir dels resultats mostrats anteriorment són les següents:

- Els valors obtinguts en les diferents simulacions dutes a terme en el TFG es corresponen quasi exactament als valors donats en l'article original
- Dels dos fluids analitzats, es pot concloure en que el R123 proporciona una major eficiència del cicle a l'hora d'obtenir una potència neta de sortida del cicle de 10 KW.
- L'addició del recuperador augmenta significativament el valor de l'eficiència global del cicle, obtenint-se el màxim valor d'eficiència amb el fluid R123 i un valor de 0,1.

### 3.6.1. PARAMETRITZACIÓ DELS VALORS U·A DELS BESCANVIADORS

Tal com s'explica en els objectius de la simulació, a part de realitzar la comparativa entre els valors teòrics i els experimentals obtinguts amb el software EES, a continuació es realitzen un seguit de taules paramètriques amb l'objectiu d'analitzar la variació dels valors U·A dels bescanviadors a partir de modificar el valor del cabal dels fluids secundaris tant de l'evaporador com del condensador.

En primer lloc, es mostren les taules paramètriques realitzades per al fluid R245fa en condicions de cicle Rankine orgànic sense recuperador.

1..9	1 $\dot{M}_{hf}$ [kg/s]	2 $\dot{M}_{cf}$ [kg/s]	3 $UA_{ev}$ [W/K]	4 $UA_{cd}$ [W/K]	5 $t_{hf,su;ev}$ [C]	6 $t_{cf,su;cd}$ [C]
Run 1	3	3	554,3	20840	322,7	21,82
Run 2	4	4	555,8	23644	317,7	23,68
Run 3	5	5	556,7	25875	314,7	24,79
Run 4	6	6	557,4	27704	312,7	25,53
Run 5	7	7	557,9	29238	311,3	26,06
Run 6	8	8	558,3	30545	310,2	26,46
Run 7	9	9	558,7	31674	309,4	26,77
Run 8	10	10	558,9	32661	308,7	27,01
Run 9	11	11	559,1	33531	308,2	27,22

Taula 29: Taula paramètrica per al fluid R245fa sense recuperador.

Tal com mostra la taula 29, s'han representat valors de cabal màssic entre 3 i 11 Kg/s per tal d'analitzar la tendència dels valors U·A dels bescanviadors. Les figures 93 i 94 mostren la tendència que tenen els valors U·A segons l'augment de cabals per als fluids secundaris.

A part, en les taules paramètriques es mostren les temperatures dels fluids secundaris a l'entrada dels bescanviadors per tal d'observar com varien a l'hora que es varia el cabal del fluid secundari deixant fixa el valor del Pinch Point.

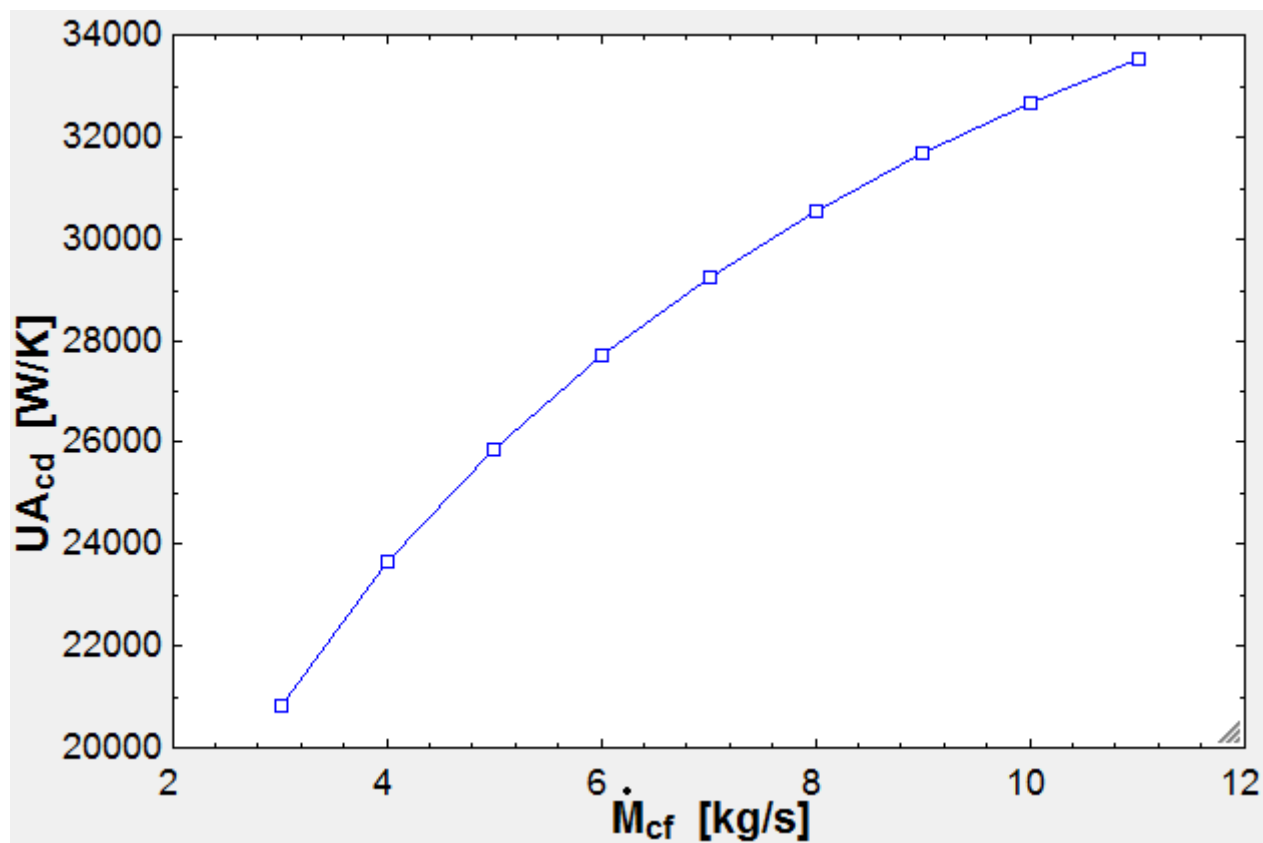


Figura 93: Variació del valor  $U \cdot A$  a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari ORC.

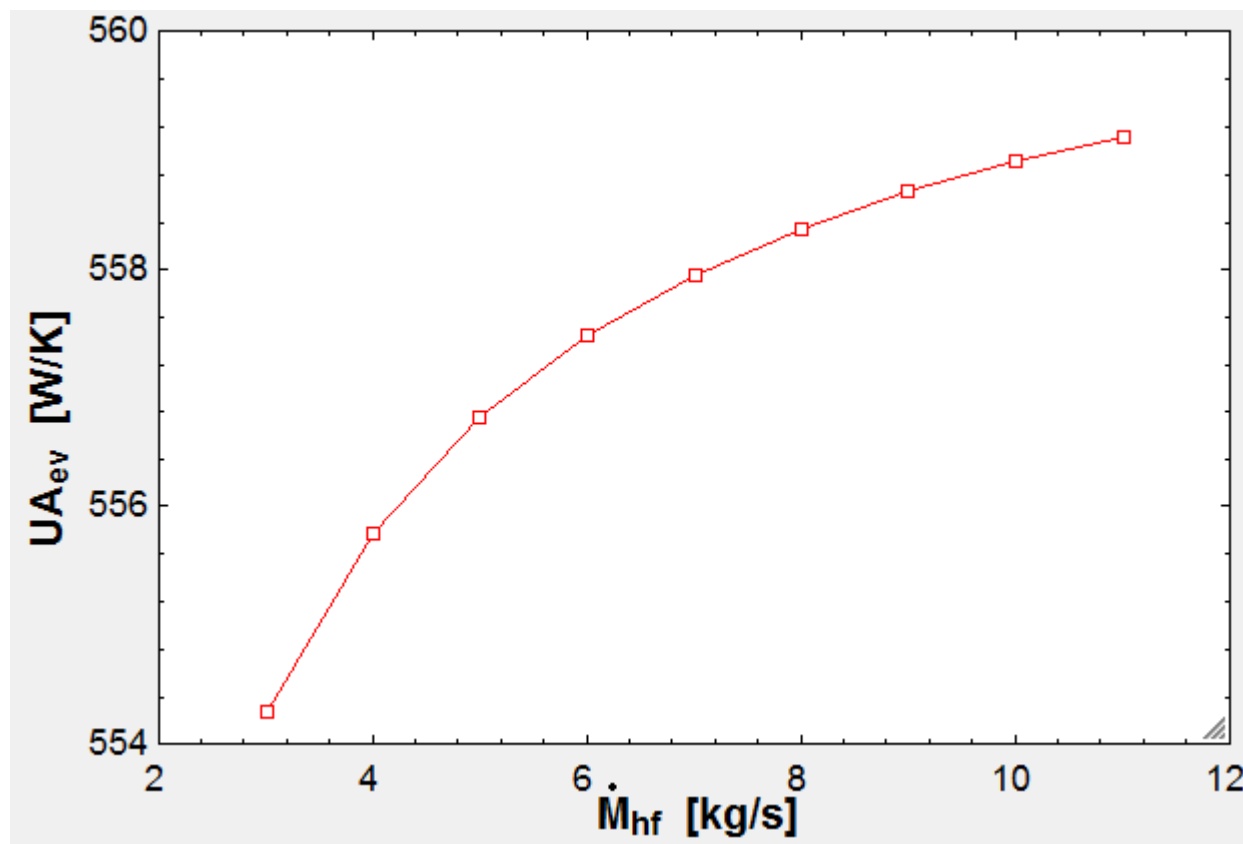


Figura 94: Variació del valor  $U \cdot A$  a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari ORC.

A més, també es representa la variació de la temperatura de l'entrada respecte la sortida dels bescanviadors, tant per al condensador com a l'evaporador, a partir de la variació del cabal dels fluids secundaris.



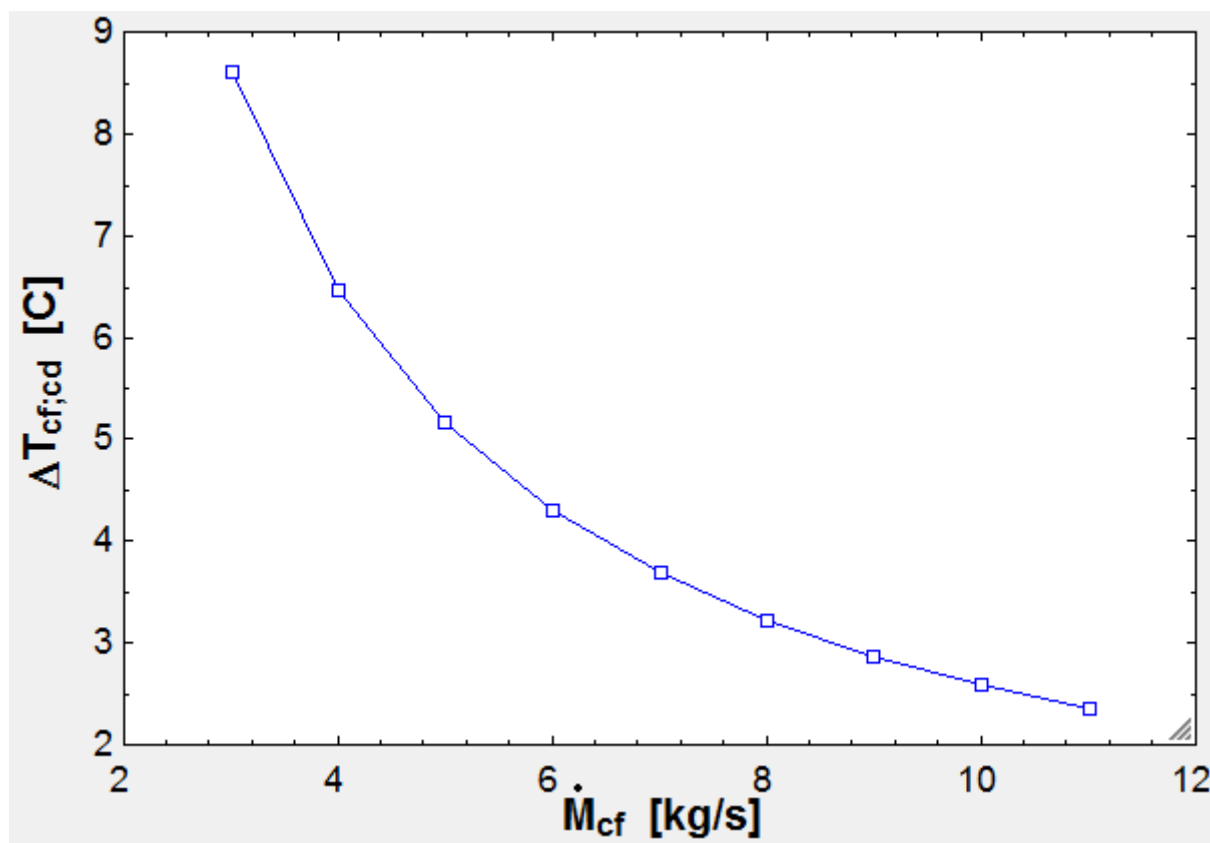


Figura 95: Variació de la diferència de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari ORC.

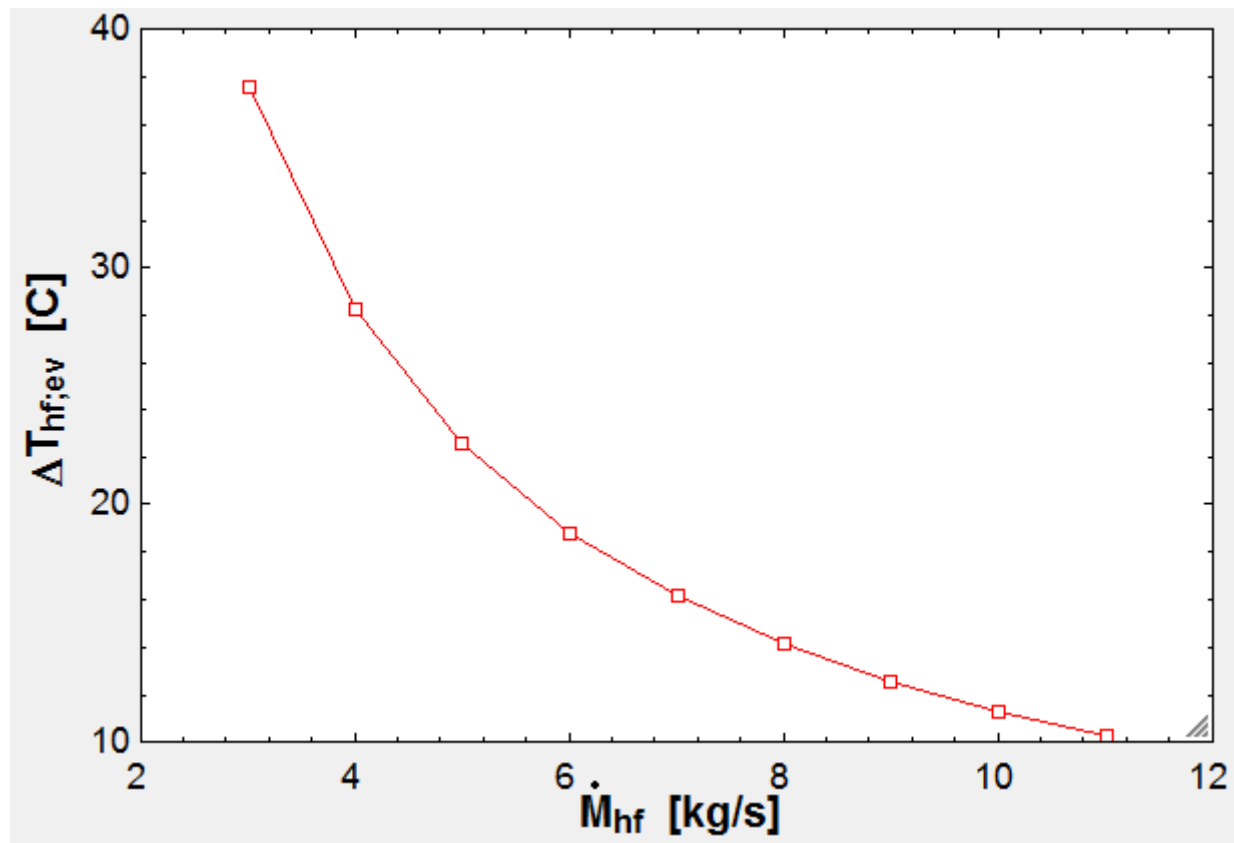


Figura 96: Variació de la diferència de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari ORC.

En les gràfiques anteriors s'observa com a mesura que augmenta el valor del cabal màssic del fluid secundari el valor de la diferència de temperatura disminueix progressivament.

Seguint amb el fluid R245fa, novament es mostra la taula paramètrica amb els resultats obtinguts a partir d'introduir el recuperador al cicle. La taula és la següent:

	1 $\dot{M}_{cf}$ [kg/s]	2 $\dot{M}_{hf}$ [kg/s]	3 $UA_{ev}$ [W/K]	4 $UA_{cd}$ [W/K]	5 $UA_{rec}$ [W/K]	6 $t_{hf,su,ev}$ [C]	7 $t_{cf,su;cd}$ [C]
Run 1	3	3	501,1	19945	2239	322,7	21,82
Run 2	4	4	503,4	22756	2239	317,7	23,68
Run 3	5	5	504,9	24992	2239	314,7	24,79
Run 4	6	6	505,9	26824	2239	312,7	25,53
Run 5	7	7	506,6	28359	2239	311,3	26,06
Run 6	8	8	507,1	29668	2239	310,2	26,46
Run 7	9	9	507,6	30798	2239	309,4	26,77
Run 8	10	10	507,9	31786	2239	308,7	27,01
Run 9	11	11	508,2	32657	2239	308,2	27,22

Taula 30: Taula paramètrica per al fluid R245fa amb recuperador.

El patró dominant tant per als valors obtinguts amb recuperador o sense mostren un menor increment de valors a mesura que augmenta el cabal màssic dels fluids secundaris. Tot seguit es mostren les dues gràfiques corresponents als cabals dels fluids fred i calent enfront els valors de  $U \cdot A$  dels bescanviadors i també les gràfiques corresponents a la variació de la temperatura dels bescanviadors en funció del cabal màssic de fluid refrigerant utilitzat.

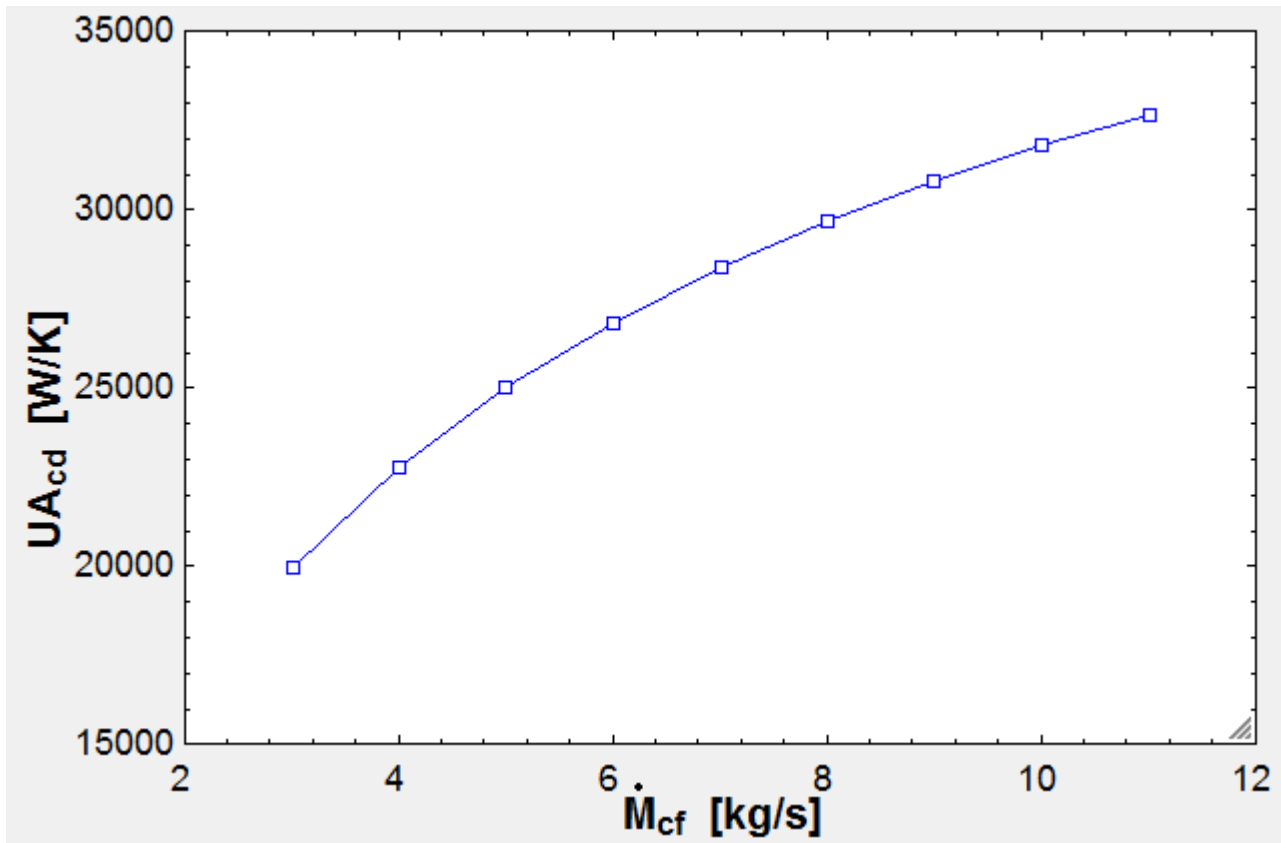


Figura 97: Variació del valor  $U \cdot A$  a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari RORC.

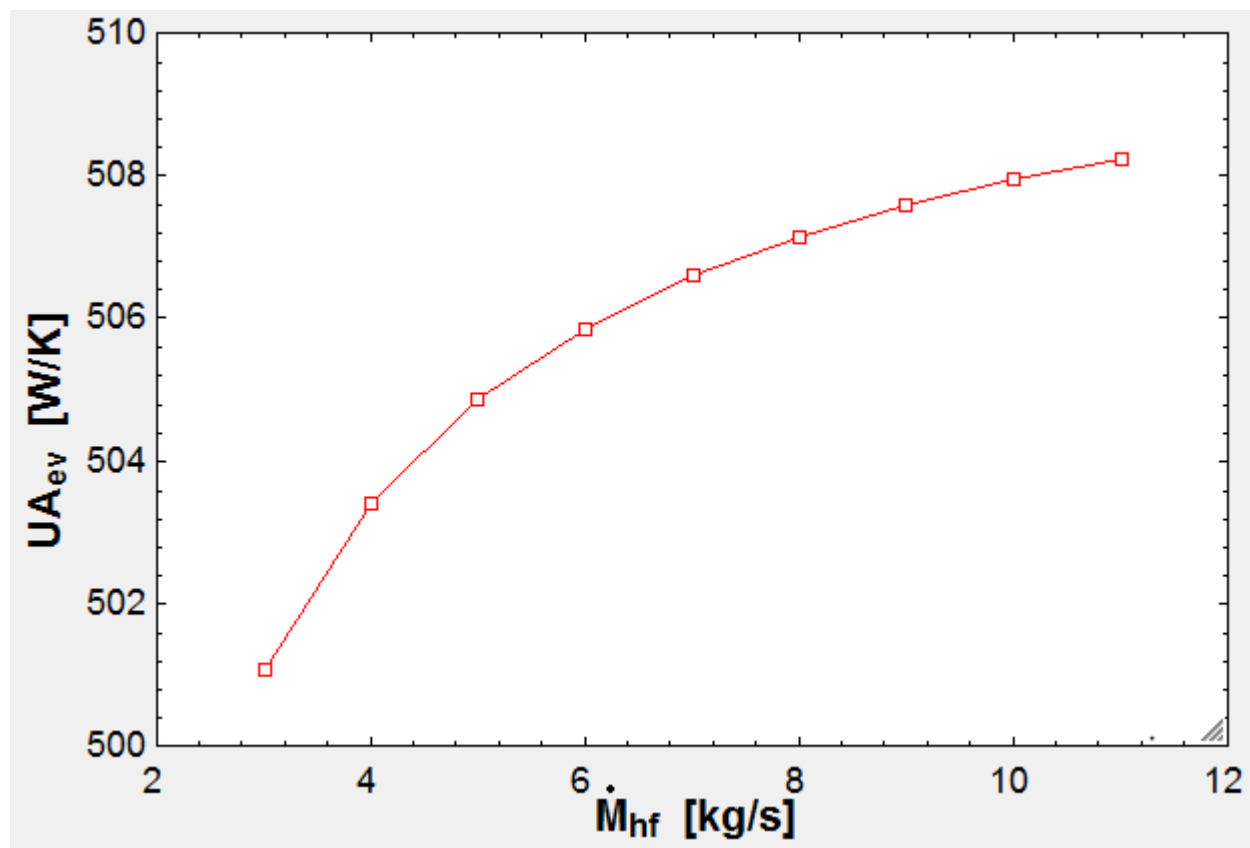


Figura 98: Variació del valor  $U \cdot A$  a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari RORC.

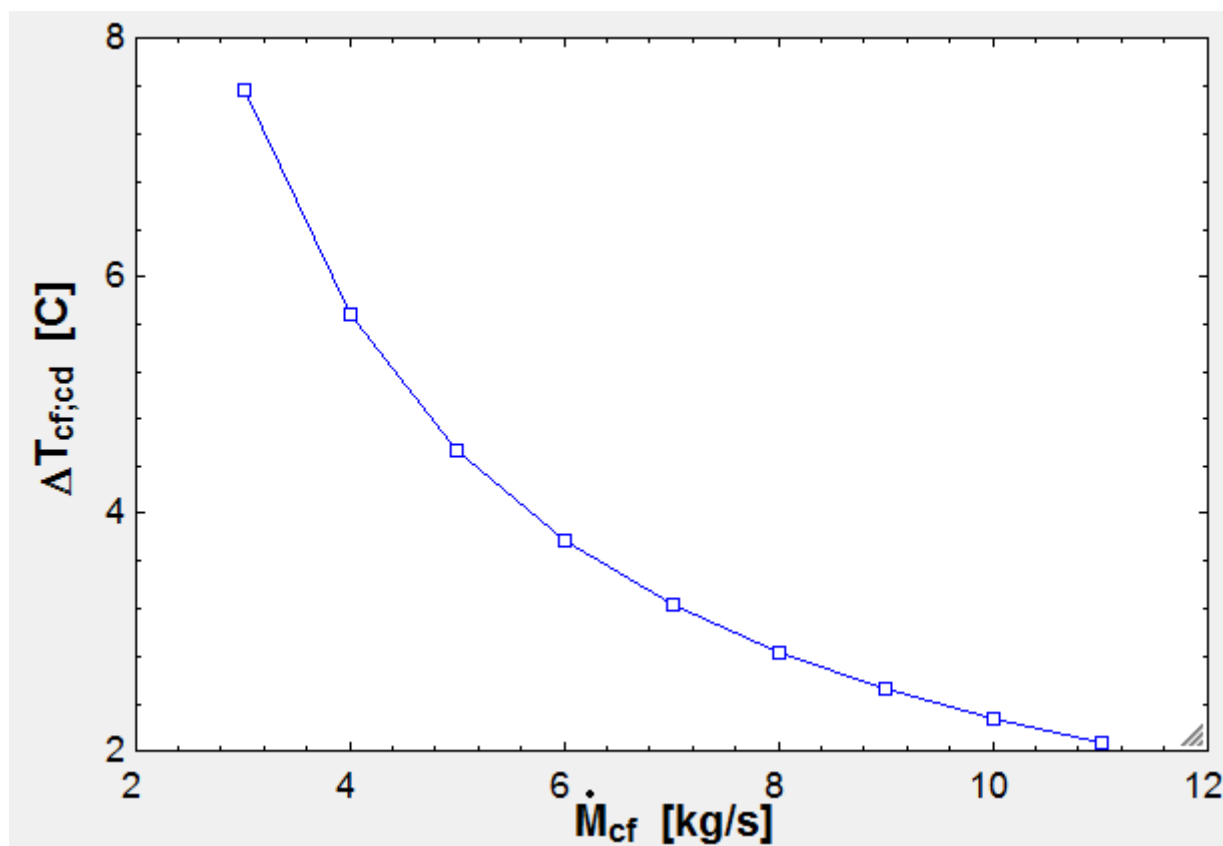


Figura 99: Variació de la diferència de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari RORC.

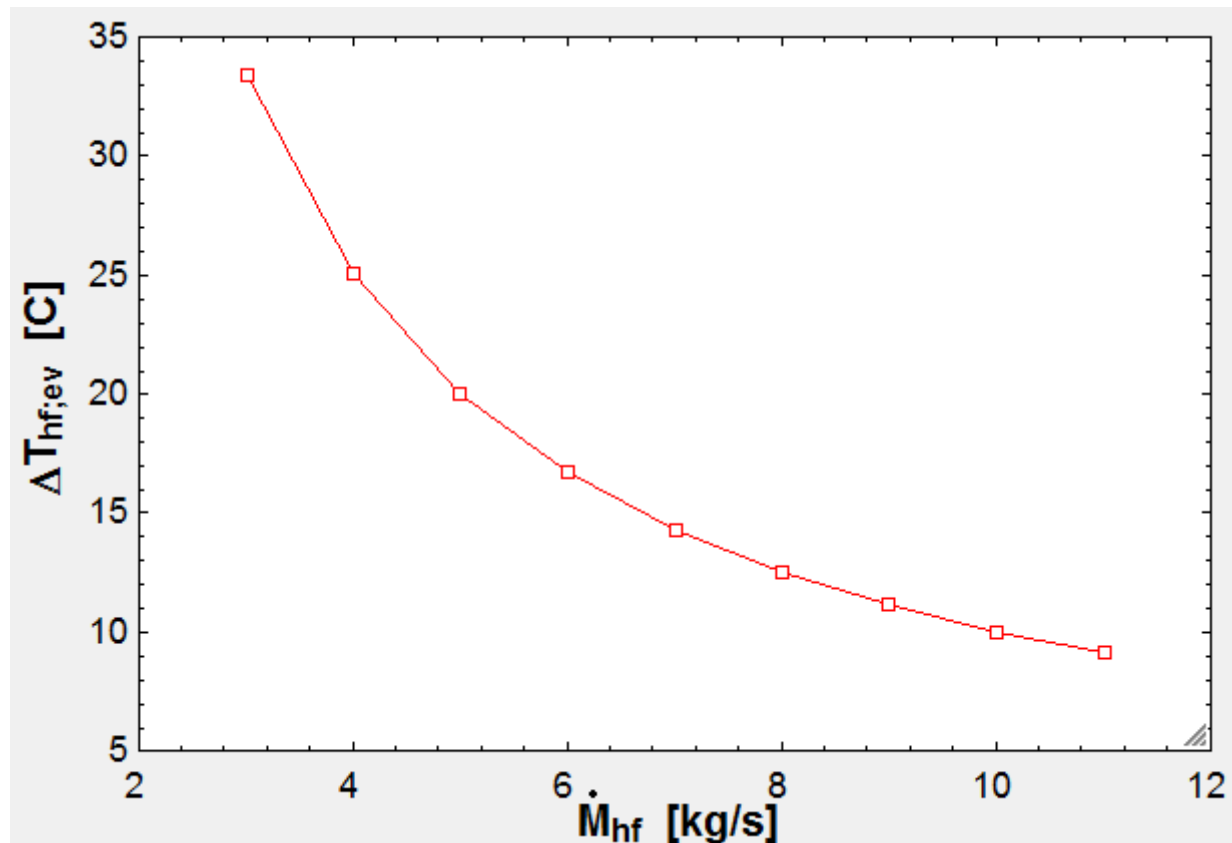


Figura 100: Variació de la diferencia de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari RORC.

Per l'anàlisi amb el fluid R123, s'ha realitzat el mateix procediment, primerament es mostra la taula paramètrica que contrasta els valors dels cabals amb els valors U·A del cicle sense recuperador, i posteriorment el mateix amb l'addició d'aquest al cicle.

1..9	1 $\dot{M}_{hf}$ [kg/s]	2 $\dot{M}_{cf}$ [kg/s]	3 $UA_{ev}$ [W/K]	4 $UA_{cd}$ [W/K]	5 $t_{hf,su,ev}$ [C]	6 $t_{cf,su,cd}$ [C]
Run 1	3	3	617,8	8666	316,9	31,74
Run 2	4	4	619,8	9222	312,1	33,51
Run 3	5	5	621,1	9609	309,3	34,57
Run 4	6	6	622	9893	307,4	35,27
Run 5	7	7	622,7	10111	306	35,78
Run 6	8	8	623,2	10284	305	36,15
Run 7	9	9	623,6	10425	304,2	36,45
Run 8	10	10	623,9	10541	303,5	36,68
Run 9	11	11	624,2	10639	303	36,88

Taula 31: Taula paramètrica per al fluid R123 sense recuperador.

Tal com s'ha fet per al fluid R245, s'han agafat intervals de valors entre 3 i 11 Kg/s per tal de tenir una comparativa real entre els dos fluids. A continuació es mostren les gràfiques de la tendència d'aquests valors en les figures 101 i 102.

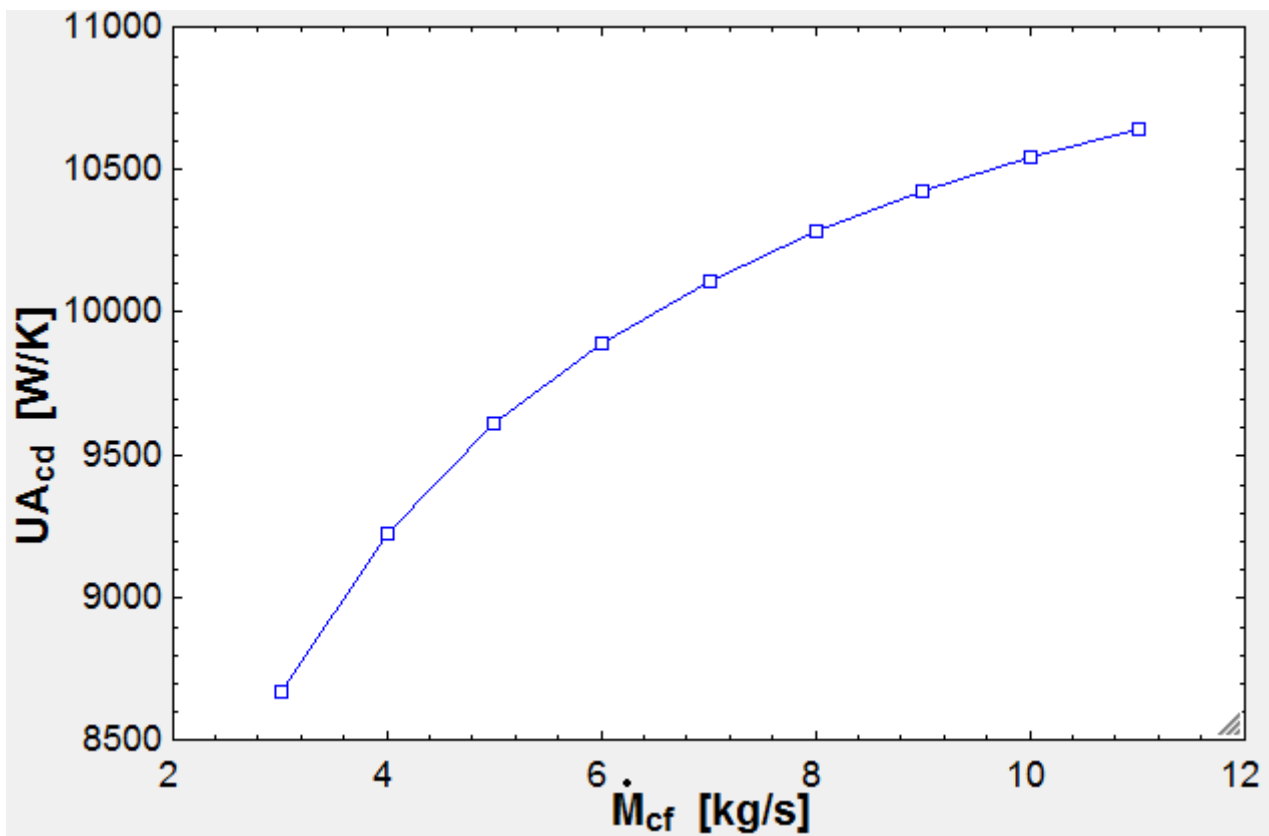


Figura 101: Variació del valor  $U \cdot A$  a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari ORC R123.

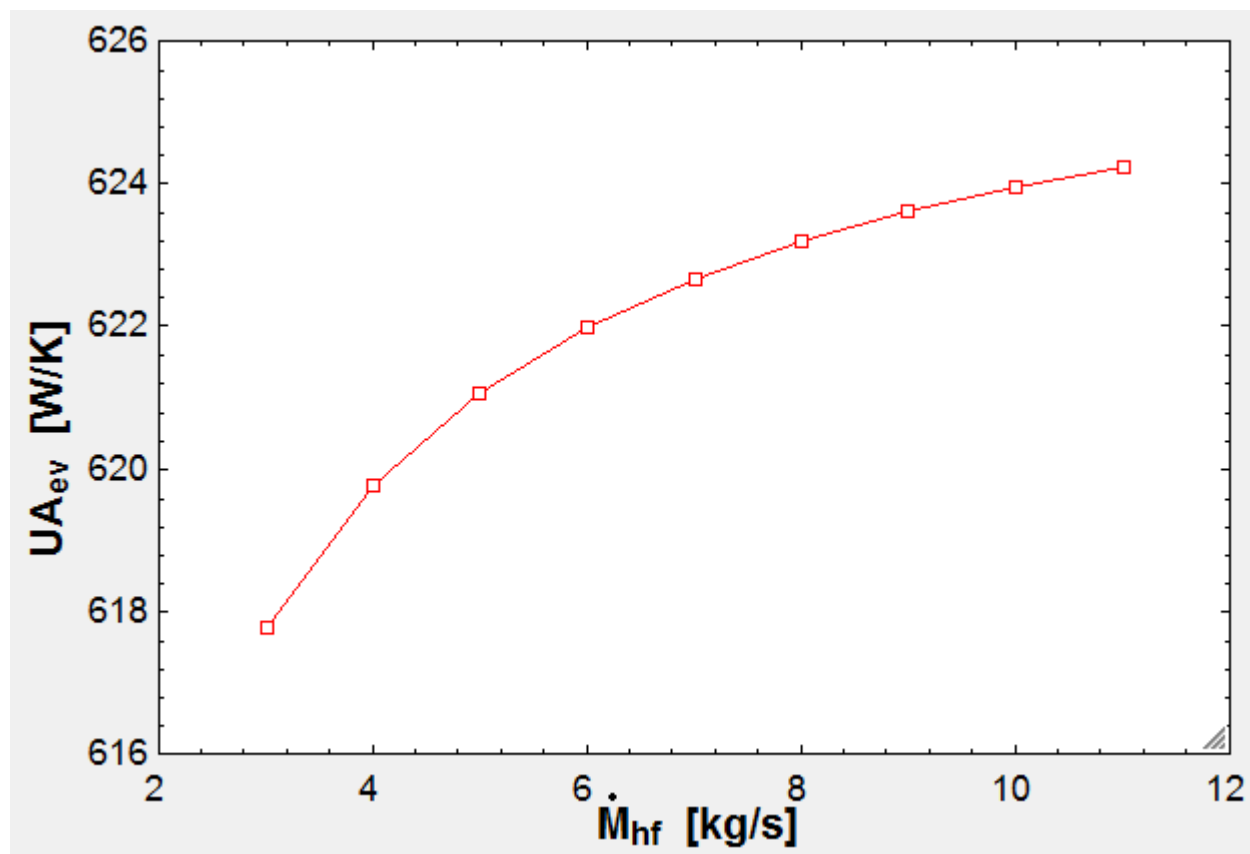


Figura 102: Variació del valor  $U \cdot A$  a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari ORC R123.

Tal com s'ha fet per al R245fa, en les figures següents es mostra la variació de la diferència de temperatura als bescanviadors tant per al fluid secundari fred com per al calent.



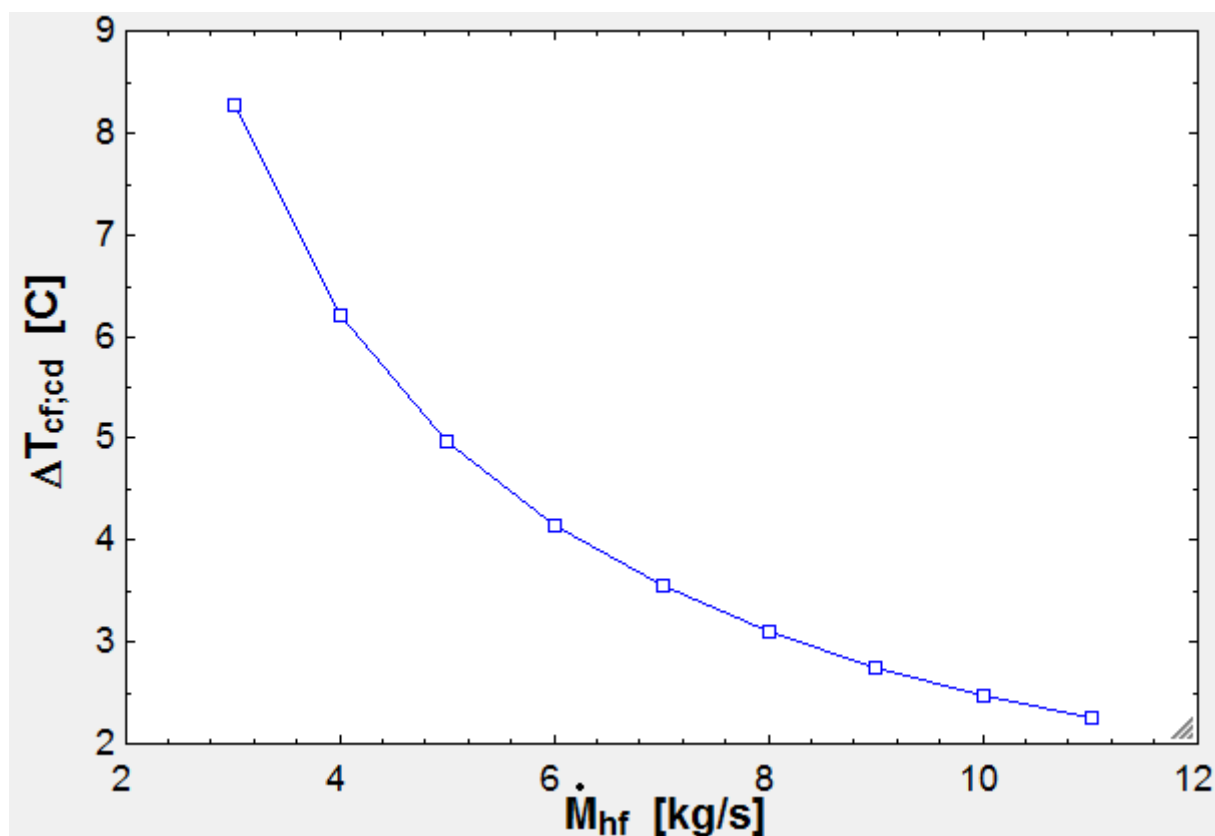


Figura 103: Variació de la diferència de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari ORC.

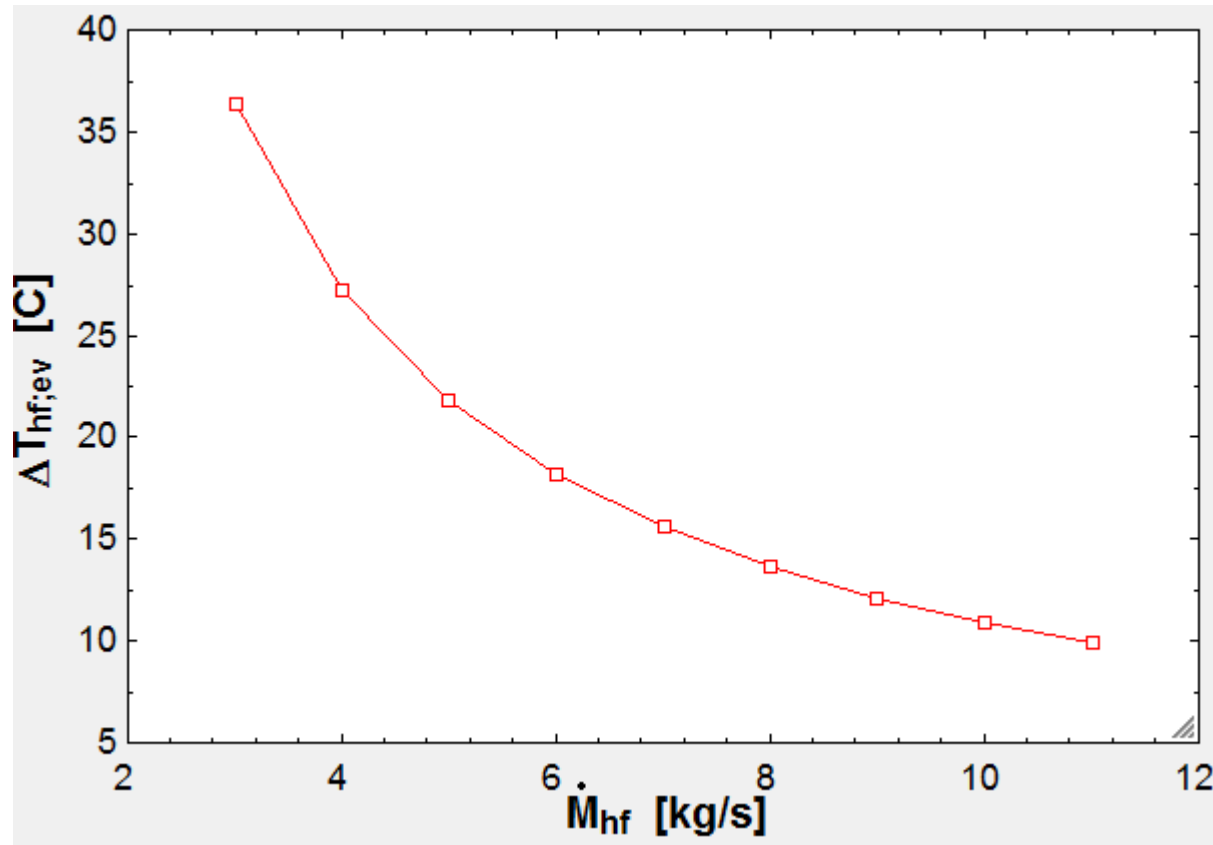


Figura 104: Variació de la diferència de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari ORC.

Finalment, es mostra la taula paramètrica del fluid R123 amb l' incorporació del recuperador en el cicle, trobant d'aquesta manera els resultats mostrats a la taula 32.

1..9	1 $\dot{M}_{cf}$ [kg/s]	2 $\dot{M}_{hf}$ [kg/s]	3 $UA_{ev}$ [W/K]	4 $UA_{cd}$ [W/K]	5 $UA_{rec}$ [W/K]	6 $t_{hf,su,ev}$ [C]	7 $t_{cf,su,cd}$ [C]
Run 1	3	3	557,5	8091	2099	316,9	31,74
Run 2	4	4	560,4	8650	2099	312,1	33,51
Run 3	5	5	562,3	9039	2099	309,3	34,57
Run 4	6	6	563,6	9324	2099	307,4	35,27
Run 5	7	7	564,6	9543	2099	306	35,78
Run 6	8	8	565,3	9717	2099	305	36,15
Run 7	9	9	565,9	9858	2099	304,2	36,45
Run 8	10	10	566,3	9975	2099	303,5	36,68
Run 9	11	11	566,7	10073	2099	303	36,88

Taula 32: Taula paramètrica per al fluid R123 amb recuperador.

Al igual que passava amb el fluid R245fa, s'ha de destacar que el valor del  $U \cdot A$  del recuperador no varia en cap dels casos degut a que l'augment o disminució del cabal dels fluids refrigerants no afecta de cap manera a la circulació del fluid orgànic pel recuperador.

Per altra banda, es pot observar novament la tendència a disminuir la diferència entre els valors dels  $U \cdot A$  a mesura que augmenta el cabal dels fluids secundaris. A més, el valor de les temperatures d'entrada dels fluids secundaris als bescanviadors és una dada necessària per a la següent part de la simulació, on es pretén variar el cabal màssic dels fluids secundaris i el Pinch Point tant de l'evaporador com del condensador aconseguint un valor fixa per a les temperatures d'entrada als equips.

Tal com en els casos anteriors, es mostren les gràfiques de tendència dels cabals envers els paràmetres  $U \cdot A$  i la variació de la temperatura dels bescanviadors a partir de la variació del cabal màssic dels fluids secundaris.

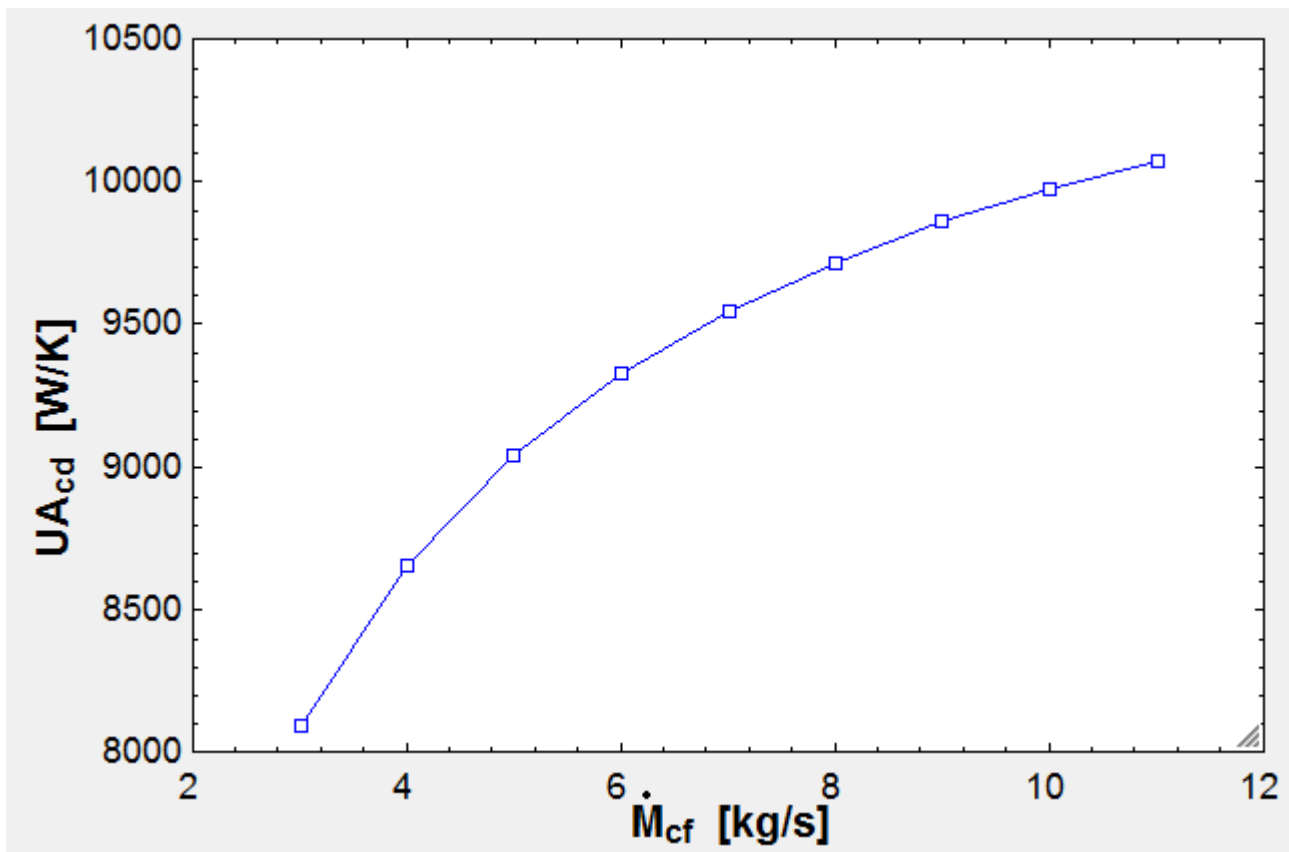


Figura 105: Variació del valor  $U \cdot A$  a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari RORC R123.

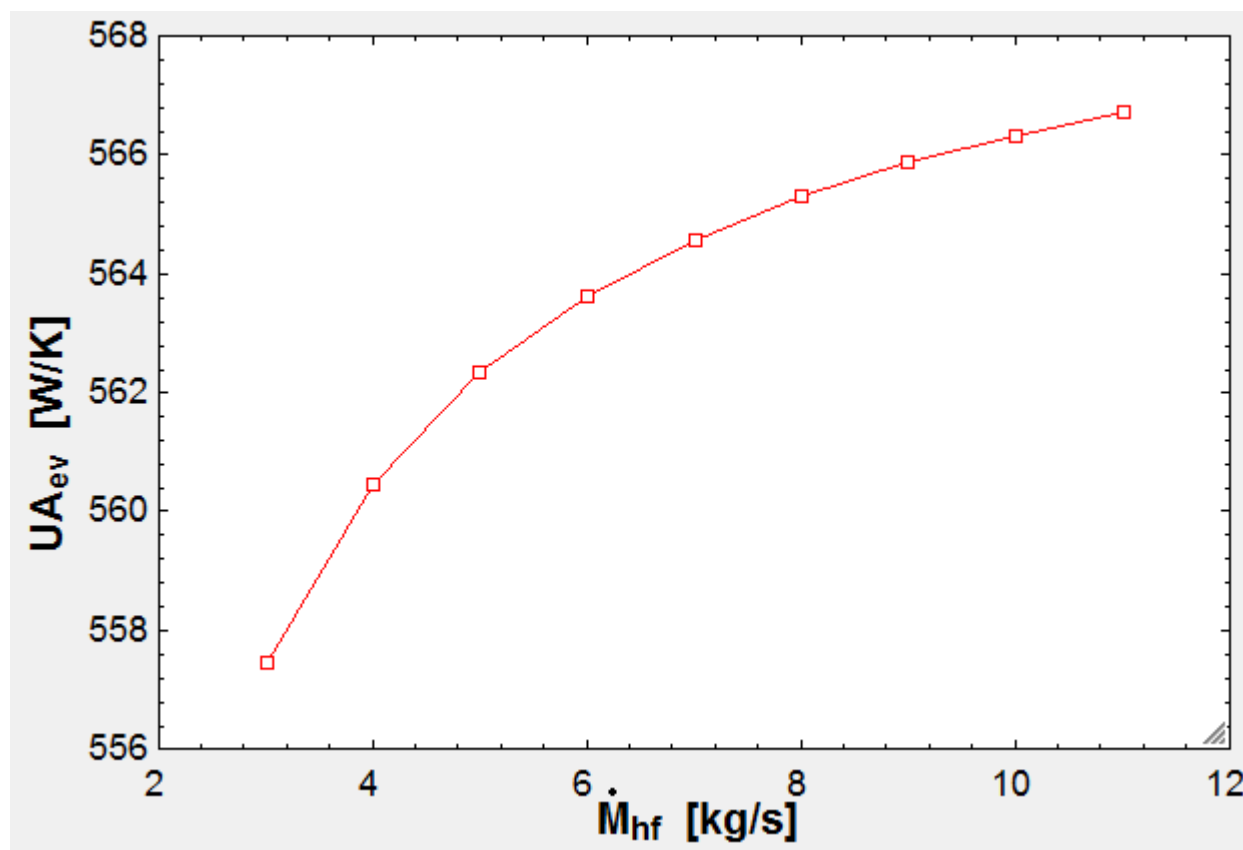


Figura 106: Variació del valor  $U \cdot A$  a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari RORC R123.

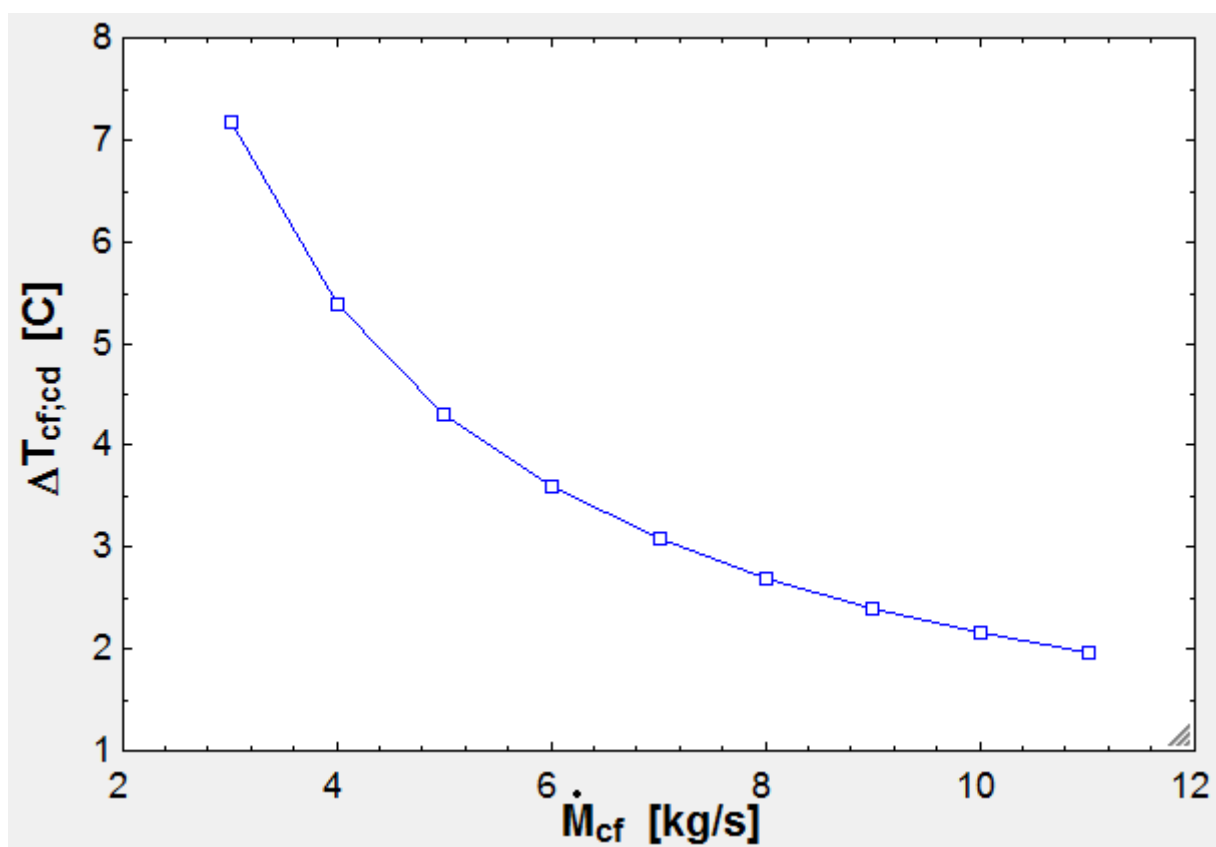


Figura 107: Variació de la diferència de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid fred secundari RORC.

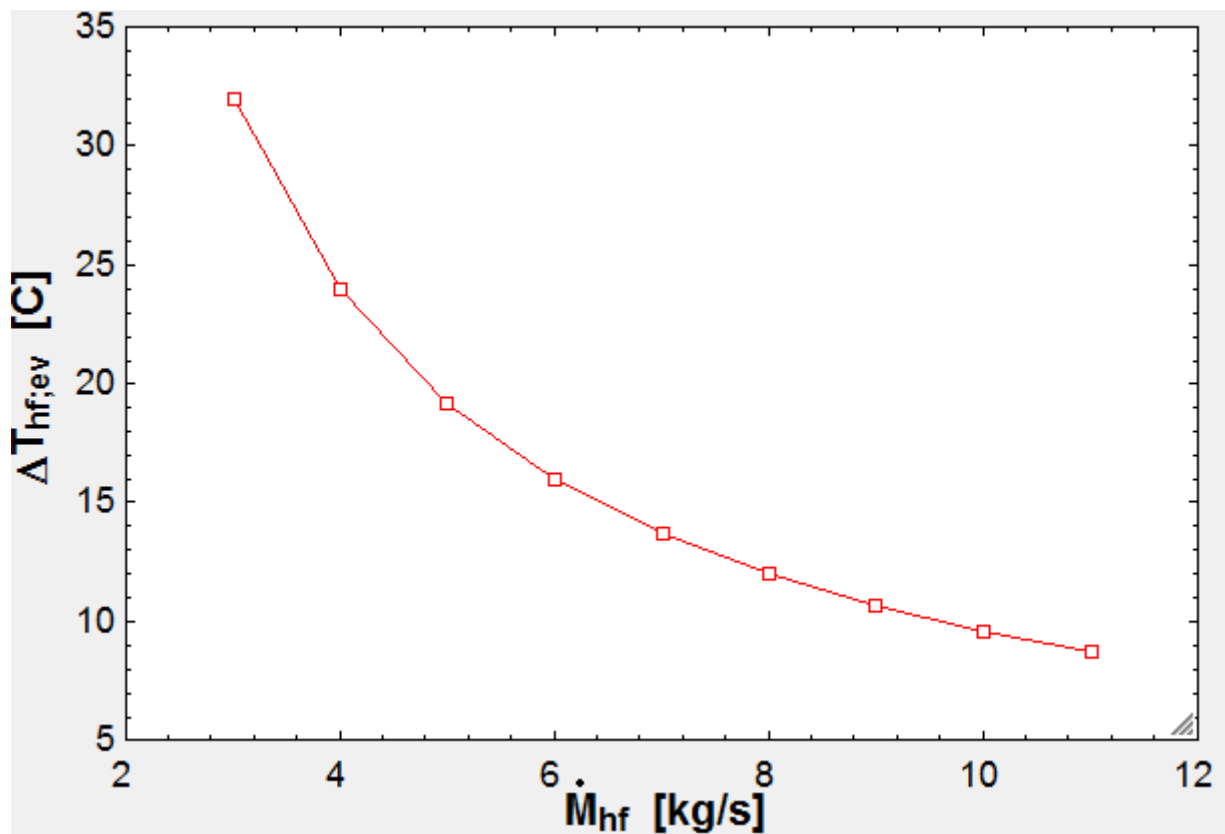


Figura 108: Variació de la diferència de temperatura al condensador a partir de la variació del cabal màssic del fluid calent secundari RORC.

Un cop extretes les gràfiques per als quatre casos analitzats en aquesta part de la simulació, es pot extreure una tònica dominant en quant a la tendència dels valors U·A dels bescanviadors en el cicle a la variació del cabal dels fluids secundaris, tant el fluid fred com el fluid calent.

Per una banda, amb el valor inicial dels cabals amb els quals s'ha realitzat la simulació, ja s'observa una gran diferència entre els valors U·A que s'obtenen a l'evaporador i els que s'obtenen al condensador, sent els segons molt més elevats en comparació als valors U·A de l'evaporador. El motiu per al qual els valors U·A del condensador són tan alts és degut primerament per la temperatura a la qual es produeix la condensació, arribant fins a valors de 46,8 °C en el cas del fluid R123. Això provoca, lligat a que el valor del Pinch Point no és gaire elevat ( 8°C) que per tal de dur a terme la condensació a la temperatura desitjada es necessiti un equip amb unes dimensions molt elevades, la qual cosa explica els elevats valors del factor U·A.

Per altra banda, s'ha observat un comportament molt similar en totes les gràfiques quan es produïa un augment en el cabal dels fluids secundaris. El patró que es segueix comporta grans diferències de valors U·A a petites escales de cabals de fluid ( de l'ordre de 1-5 Kg/s), i progressivament aquestes diferències es van disminuint a mesura que augmenta el cabal màssic del fluid secundari. Això és seguit a que arriba un punt en el qual per molt cabal màssic que es subministri al bescanviador, no el farà funcionar en millors condicions ni proporcionarà més

eficiència al sistema. Des del punt de vista econòmic, el disseny dels bescanviadors a partir del factor  $U \cdot A$  és fonamental degut als costos que generen les bescanviadors al cicle, sent més econòmics com més petit sigui el valor  $U \cdot A$  amb el qual treballen.

### 3.6.2. FIXACIÓ DE LES TEMPERATURES D'ENTRADA ALS BESCANVIADORS A PARTIR DE LA MODIFICACIÓ DELS CABALS I EL PINCH POINT.

La simulació realitzada per l'autor **E.H. Wang** en l'article consistent en la generació de 10 KW de potència, tenia els valors de temperatura a l'entrada dels bescanviadors ( evaporador i condensador) fixades en un valor determinat. La temperatura del fluid secundari fixada a l'entrada de l'evaporador era de 600 K (326,8 °C) i la temperatura del fluid secundari a l'entrada al condensador de 300 K (26,8 °C).

En la simulació que s'ha realitzat en el capítol 3.6.1 s'ha variat el valor del cabal del fluid secundari mitjançant una taula paramètrica tenint el valor fixa de Pinch Point, el que produïa que les temperatures tant a l'entrada del condensador com de l'evaporador variessin i no complissin els valors que l'autor proposava en la seva simulació.

Per això, l'objectiu d'aquesta simulació consisteix en aconseguir variar el valor dels cabals màssics dels fluids refrigerants, alhora que es variïn també els valors del Pinch Point per tal d'aconseguir que les temperatures a l'entrada dels bescanviadors siguin les proposades per l'autor en el seu article.

Per fer-ho, no es pot dur a terme cap tipus de taula paramètrica ja que els valors que s'han de variar són dos i no solament un com en el cas anterior, per tant, a partir de reiteracions successives s'arriba als resultats desitjats.

Primerament s'ha dut a terme la simulació amb el fluid R245fa sense recuperador, on a partir de les variacions en el cabals del fluid secundari, els resultats obtinguts es mostren a la taula 33.

1..9	1 $\dot{M}_{hf}$ [kg/s]	2 $\dot{M}_{cf}$ [kg/s]	3 pinch <sub>cd</sub> [C]	4 pinch <sub>ev</sub> [C]	5 $t_{hf,su;ev}$ [C]	6 $t_{cf,su;cd}$ [C]
Run 1	2	7	1,8	190	327,8	26,26
Run 2	2,5	7,5	2	195	326,7	26,27
Run 3	3	8	2,34	199	326,7	26,12
Run 4	3,5	8,5	2,5	202	326,9	26,12
Run 5	4	9	2,55	204	326,7	26,22
Run 6	4,5	9,5	2,6	206	327	26,3
Run 7	5	10	2,63	206,8	326,5	26,38

Taula 33: Resultats per al fluid R245fa per tal de mantenir constants les temperatures d'entrada al condensador.

Els resultats de la taula 33 mostren el procés experimental que s'ha dut a terme per tal d'obtenir invariables els valors de les temperatures tal com proposava l'autor.

S'han dut a terme intervals de cabal de 0,5 kg/s començant des de 2 kg/s pel cas del fluid calent i 7 kg/s pel fluid fred. Per a cada simulació, s'ha hagut de variar manualment el valor del Pinch Point per tal d'assolir el valor fixat de la temperatura, augmentant el valor del mateix proporcionalment a mesura que augmentava el cabal del fluid.

La variació del cabal dels fluids secundaris no afecta als paràmetres del cicle com l'eficiència, la potència generada o la potencia dels equips presents al cicle. En les figures 106 i 107, es mostren gràficament les relacions entre la variació del cabal màssic de fluid secundari i el Pinch Point de cada equipament.

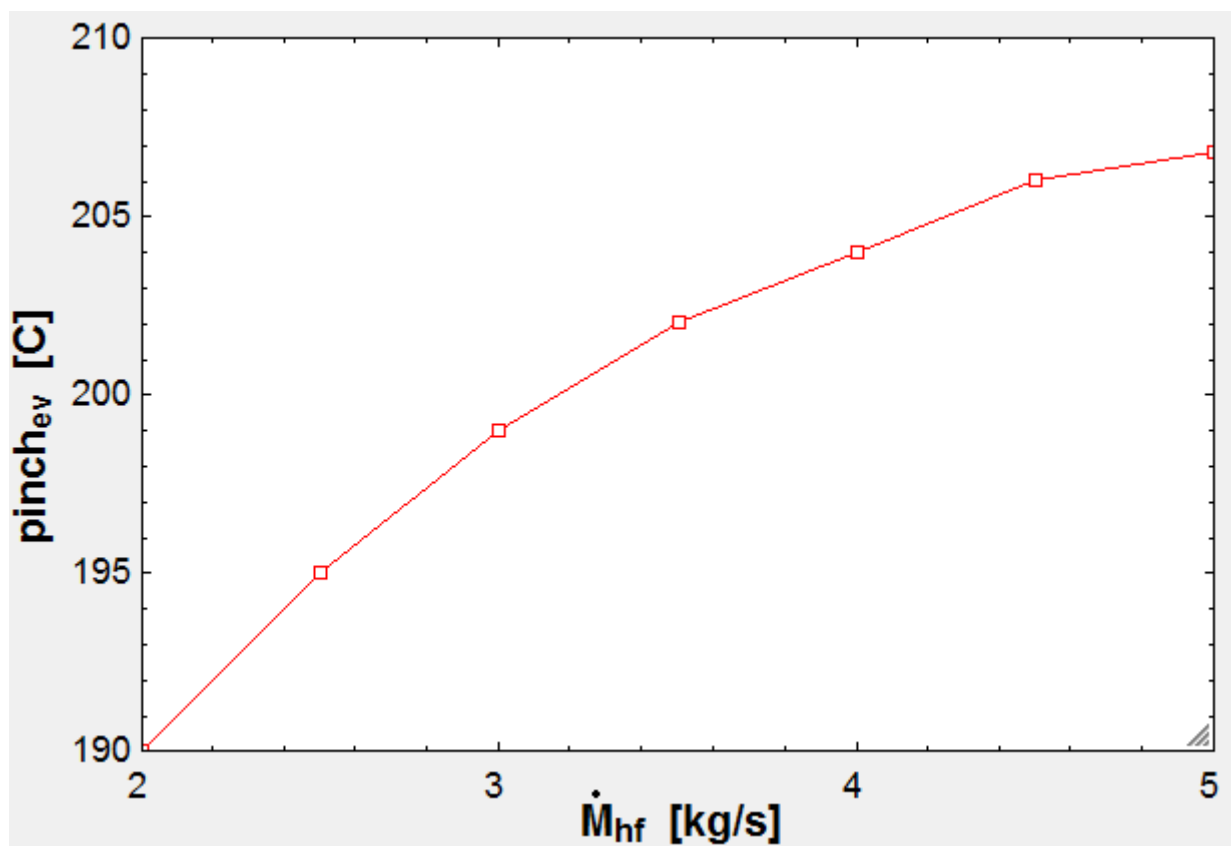


Figura 109: Variació del Pinch Point a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R245fa.



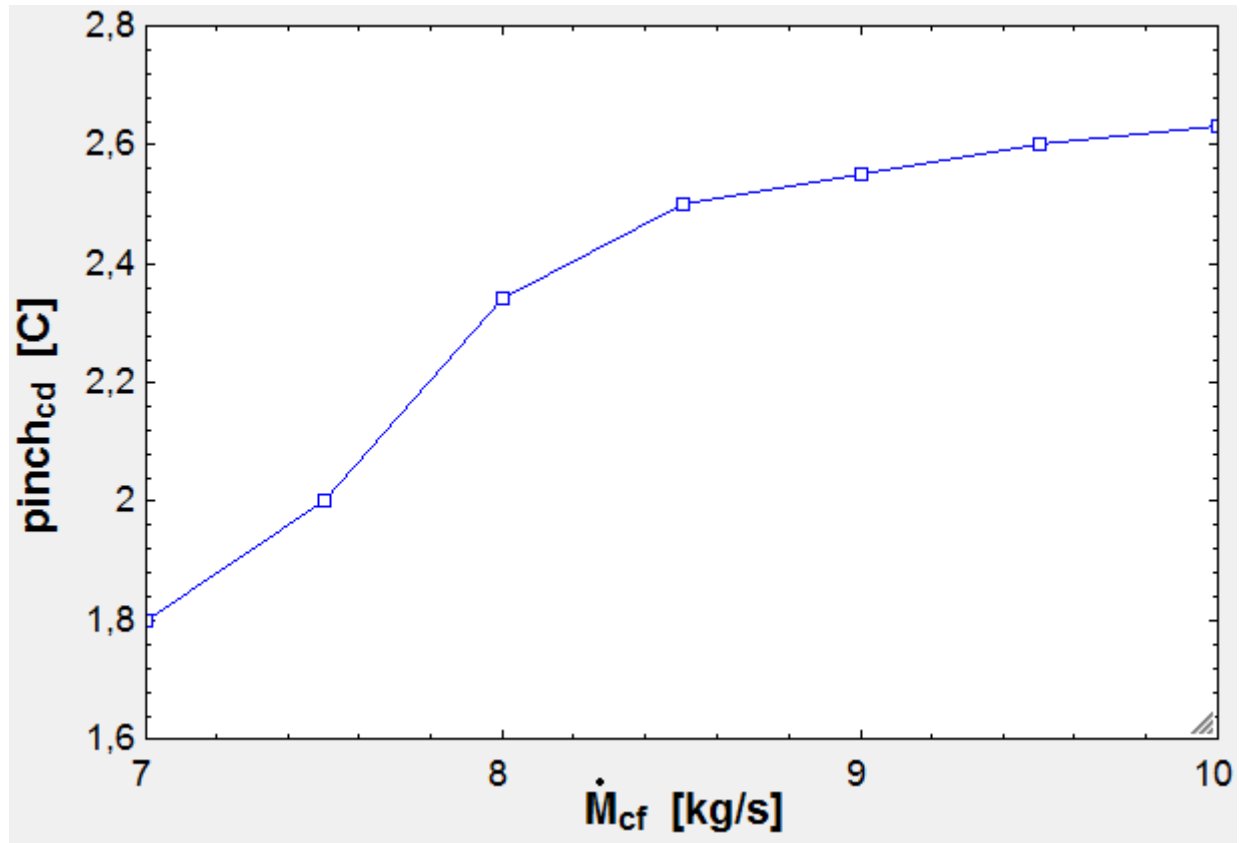


Figura 110: Variació del Pinch Point a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R245fa.

Ambdues gràfiques mostren la tendència a augmentar del Pinch Point a l'hora que s'augmenta el cabal del fluid secundari. Així doncs, per al fluid R245fa s'ha aconseguit aconseguir amb l'objectiu de variar el cabal així com el Pinch Point mantenint fixa la temperatura d'entrada als l' bescanviadors, la qual cosa s'ha volgut dur a terme de la mateixa manera amb el fluid R123 per tal de tenir una comparativa del comportament dels dos fluids.

A més, s'ha volgut estudiar com varien els valors  $U \cdot A$  dels bescanviadors en aquesta simulació on el valor del Pinch Point no era fixat i les temperatures d'entrada als bescanviadors si. També s'ha volgut realitzar una gràfica amb la variació que pateix la temperatura del fluid secundari des de l'entrada al bescanviador fins a la sortida d'aquest en funció del cabal de fluid secundari que treballa en el cicle.

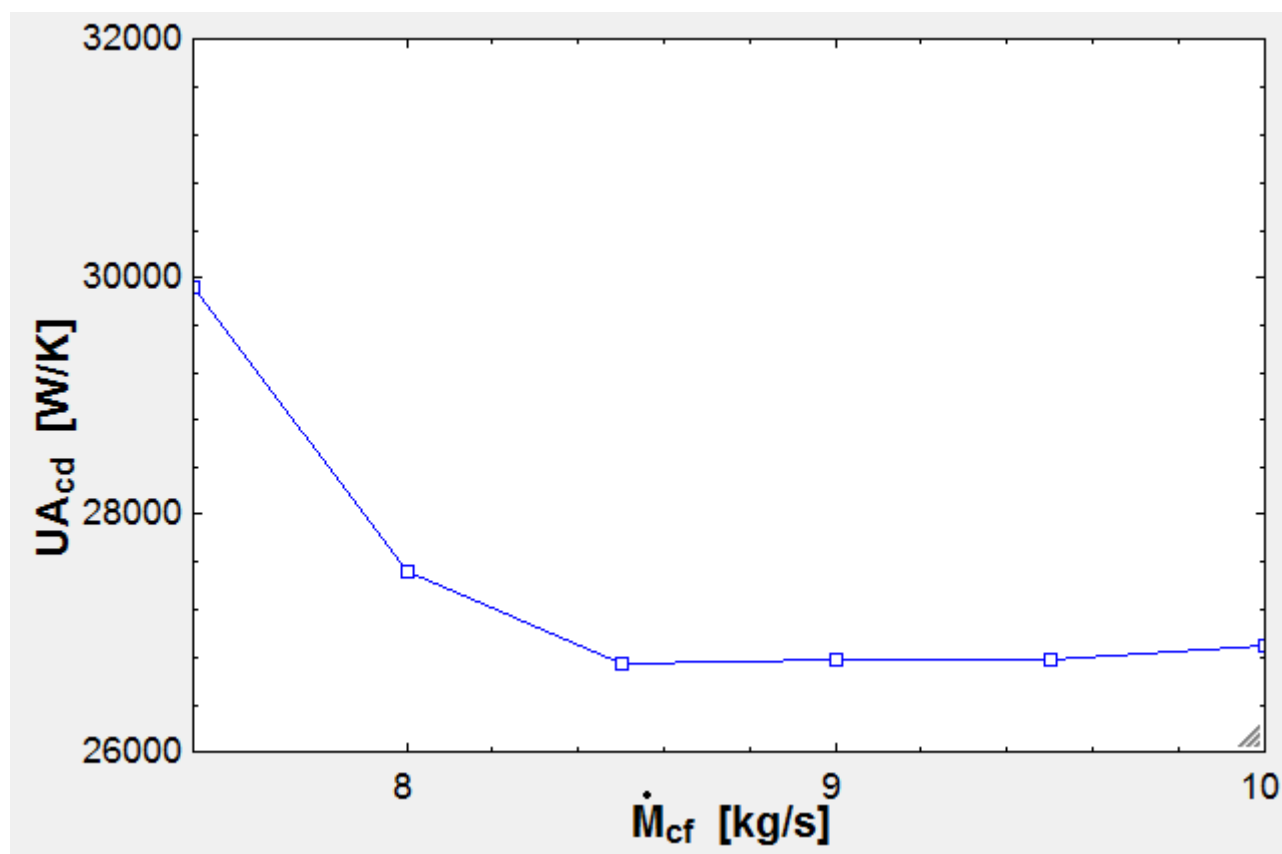


Figura 111: Variació del valor  $U \cdot A$  a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R245fa.

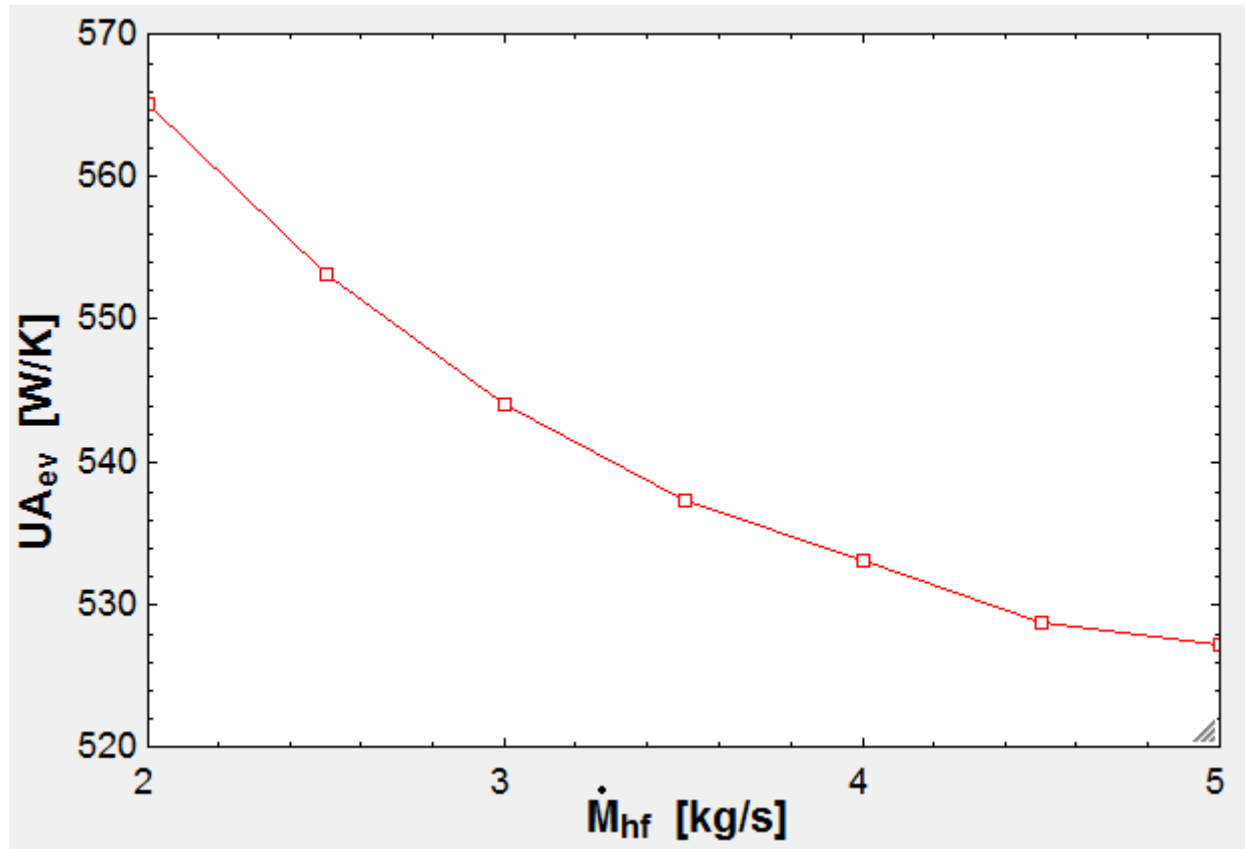


Figura 112: Variació del valor  $U \cdot A$  a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R245fa.

A diferència del que passava en l'apartat anterior, a mesura que augmenta el cabal màssic de fluid secundari als bescanviadors el valor  $U \cdot A$  en aquest cas disminueix. Aquest fet és degut principalment a que la temperatura d'entrada al bescanviador es manté fixa en un valor determinat, la qual cosa fa que el valor del Pinch Point augmenti a mesura que augmenta el cabal màssic, donant com a resultat un valor  $U \cdot A$  menor necessari per a cobrir les necessitats de transferència de calor del cicle.

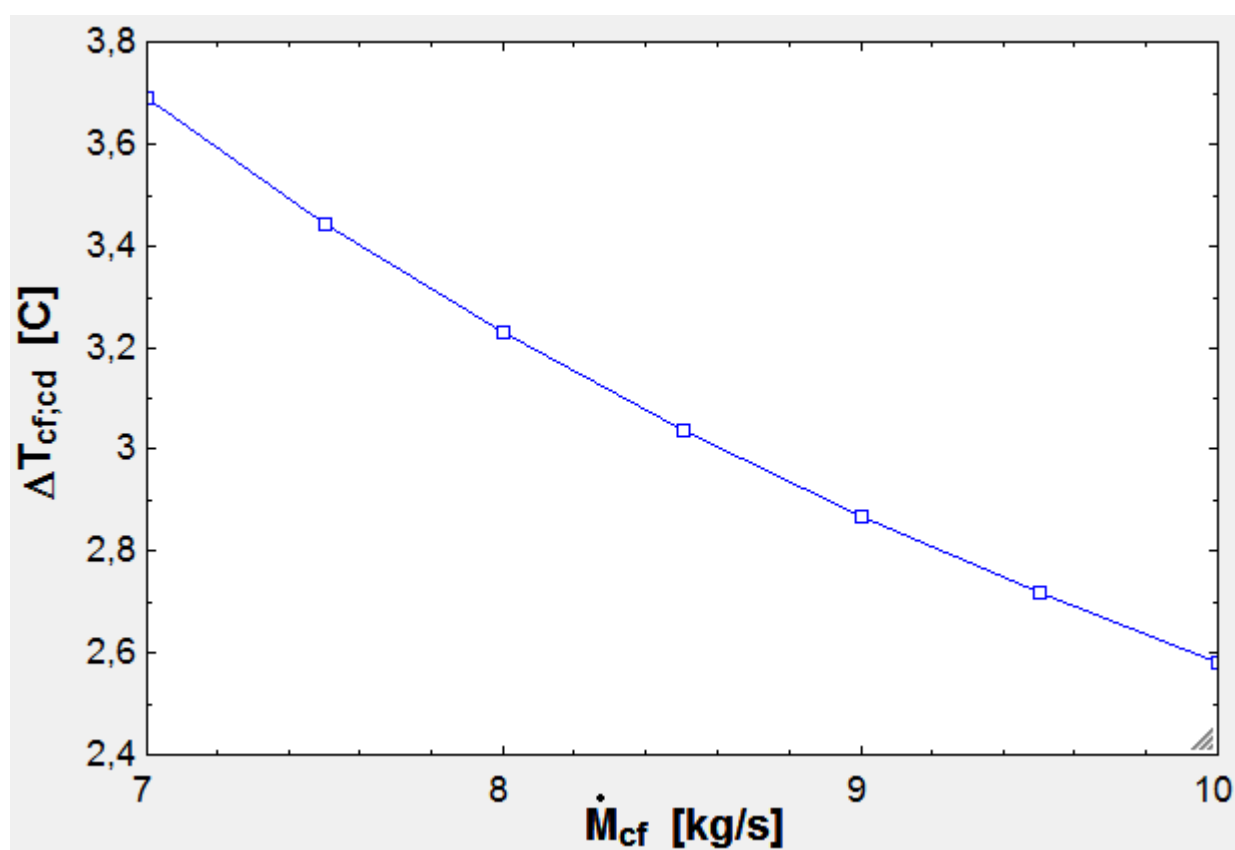


Figura 113: Variació de la temperatura al condensador a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R245fa.

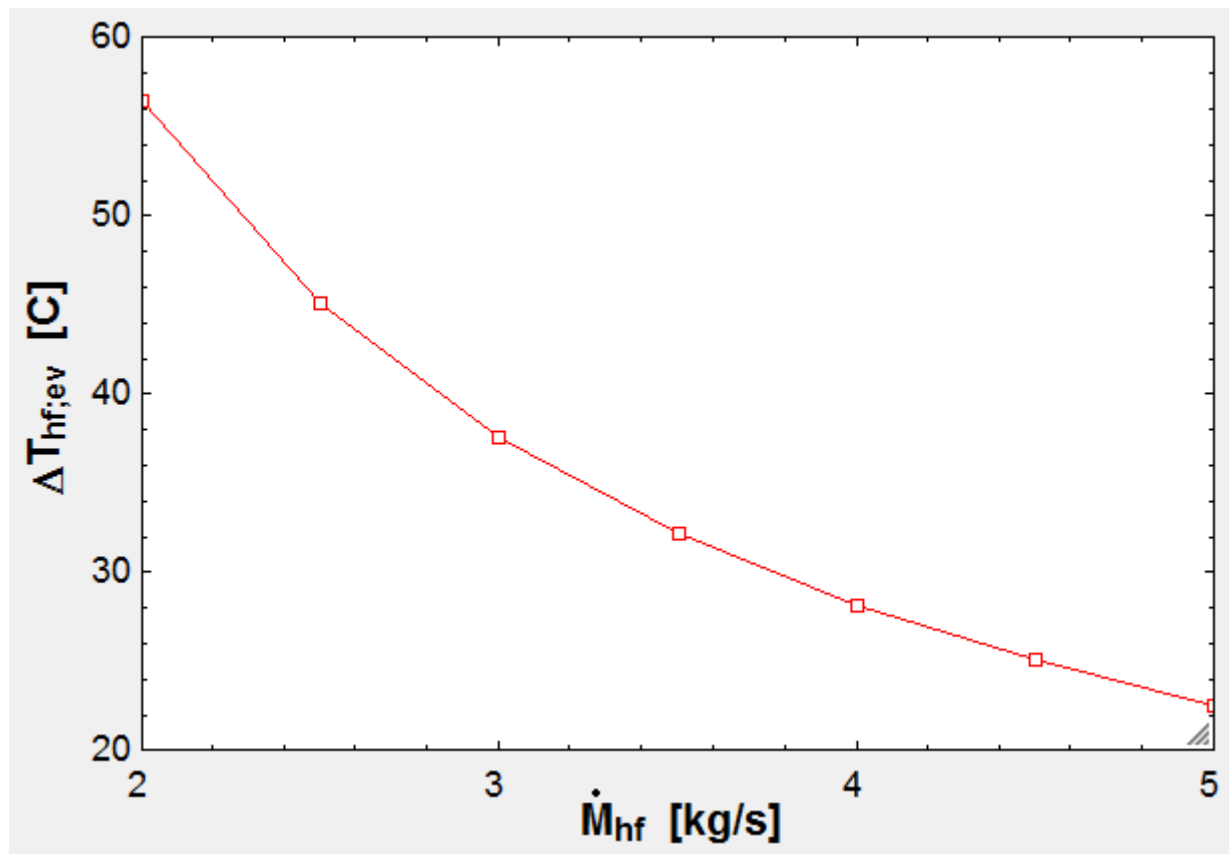


Figura 114: Variació de la temperatura del condensador a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R245fa.

Per a la variació de la temperatura als bescanviadors en funció del cabal de fluid secundari, s'ha observat que a mesura que augmenta el cabal màssic la diferència entre l'entrada i la sortida dels bescanviadors es redueix.

La taula 34 recull els resultats de dur a terme la simulació variant el cabal dels fluid secundari del cicle utilitzant el fluid R123 sense recuperador com a fluid de treball.

1..8	1 $\dot{M}_{hf}$ [kg/s]	2 $\dot{M}_{cf}$ [kg/s]	3 pinch <sub>cd</sub> [C]	4 pinch <sub>ev</sub> [C]	5 $t_{hf,su,ev}$ [C]	6 $t_{cf,su,cd}$ [C]
Run 1	1,5	1,5	5,7	145	316,1	26,99
Run 2	1,97	1,77	8	165	326,9	26,84
Run 3	2,5	2,5	11,5	171	326,7	26,83
Run 4	3	3	12,9	175	326,9	26,84
Run 5	3,5	3,5	13,9	178	327,1	26,85
Run 6	4	4	14,6	180	327,1	26,91

Taula 34: Resultats per al fluid R123 per tal de mantenir constants les temperatures d'entrada de l'evaporador.

De la mateixa manera que per al fluid R245fa, s'han simulat intervals de 0,5 Kg/s exceptuant la "Run 2" on s'ha simulat amb les dades inicials proposades per l'autor. Com es pot observar a partir dels resultats obtinguts, s'ha aconseguit l'objectiu de mantenir constants les temperatures a l'entrada dels bescanviadors tal com es pretenia en aquesta part de la simulació.

En les figures 115 i 116 es mostra l'evolució del Pinch Point en cada bescanviador a l'hora que varia el cabal màssic de fluid secundari en ells.

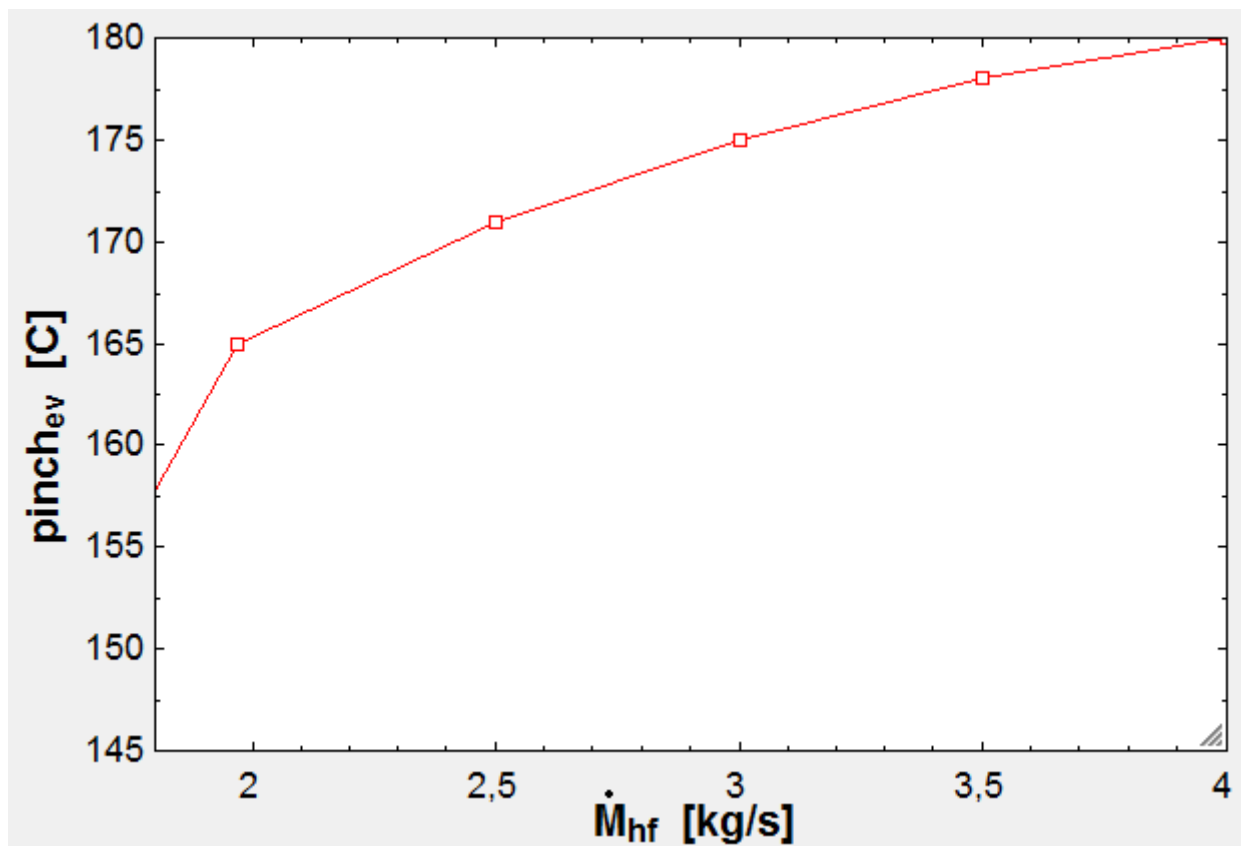


Figura 115: Variació del Pinch Point a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R123.

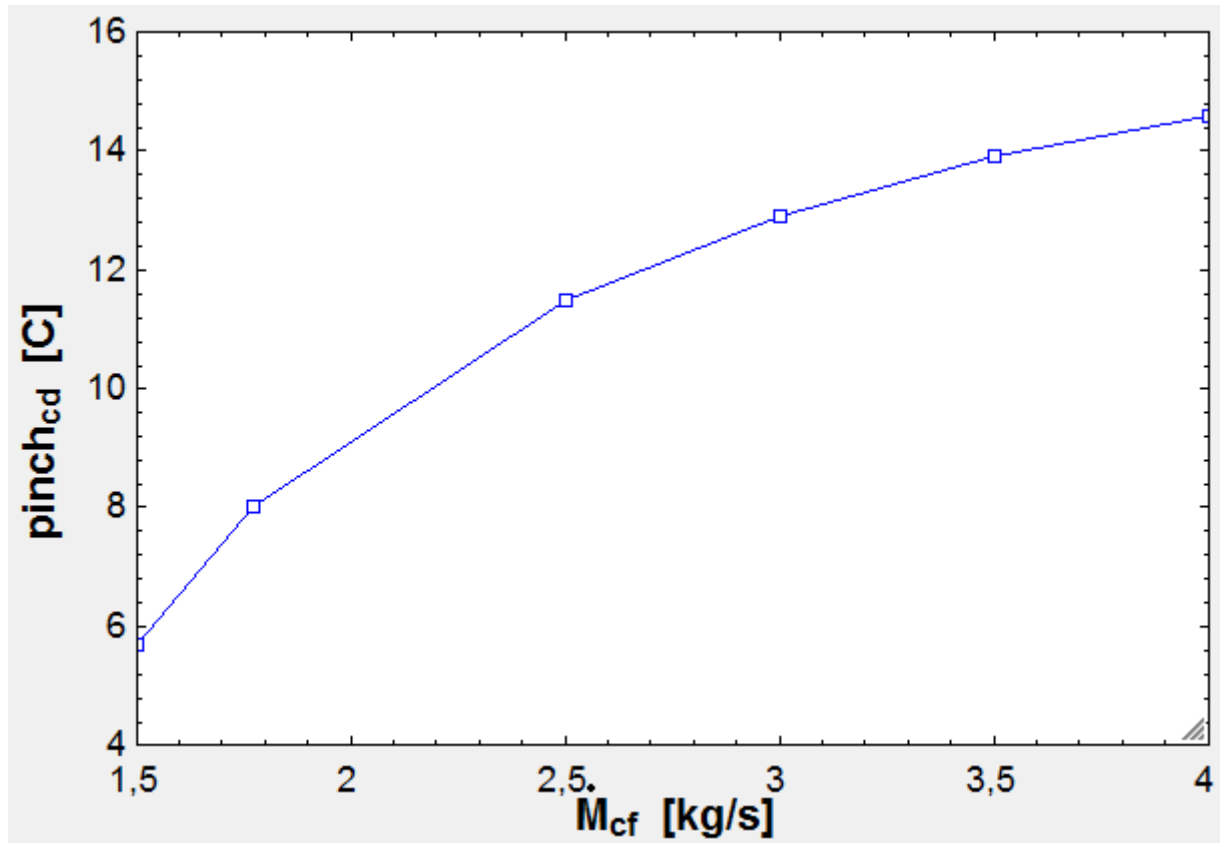


Figura 116: Variació del Pinch Point a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R123.

Malgrat que les gràfiques tant per al fluid R245fa com per al fluid R123 comparteixen una tendència similar a augmentar el Pinch Point a l'hora que augmenta el cabal màssic dels fluids secundaris, no presenten les mateixes corbes de treball ni cap d'elles presenta una progressió lineal entre l'augment del Pinch Point i el cabal màssic.

Tal com s'ha fet per al fluid R245fa, també es mostren les gràfiques de la variació dels valors  $U \cdot A$  dels bescanviadors a partir de la variació del valor del cabal màssic de fluid secundari així com les gràfiques de la variació de la temperatura al bescanviador a mesura que el valor del cabal augmenta.

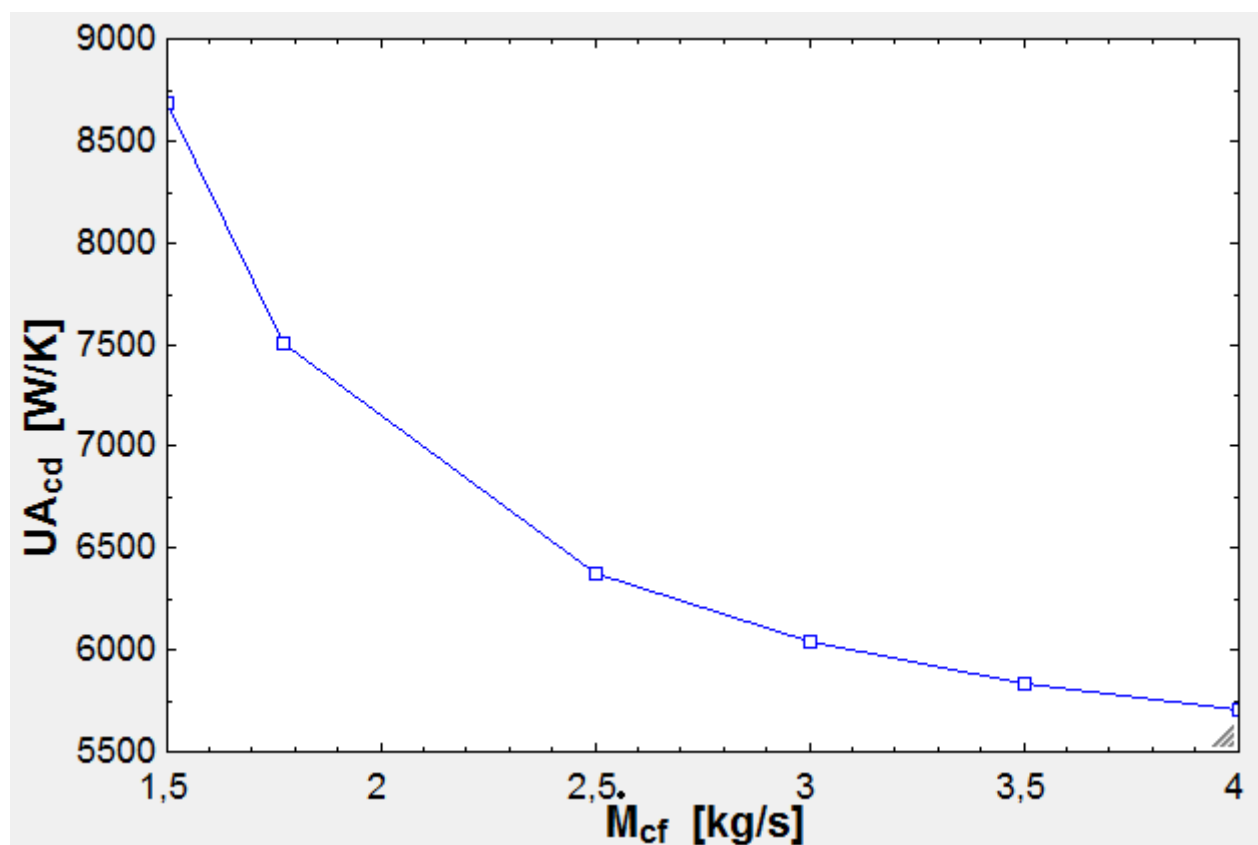


Figura 117: Variació del valor U·A a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R123.



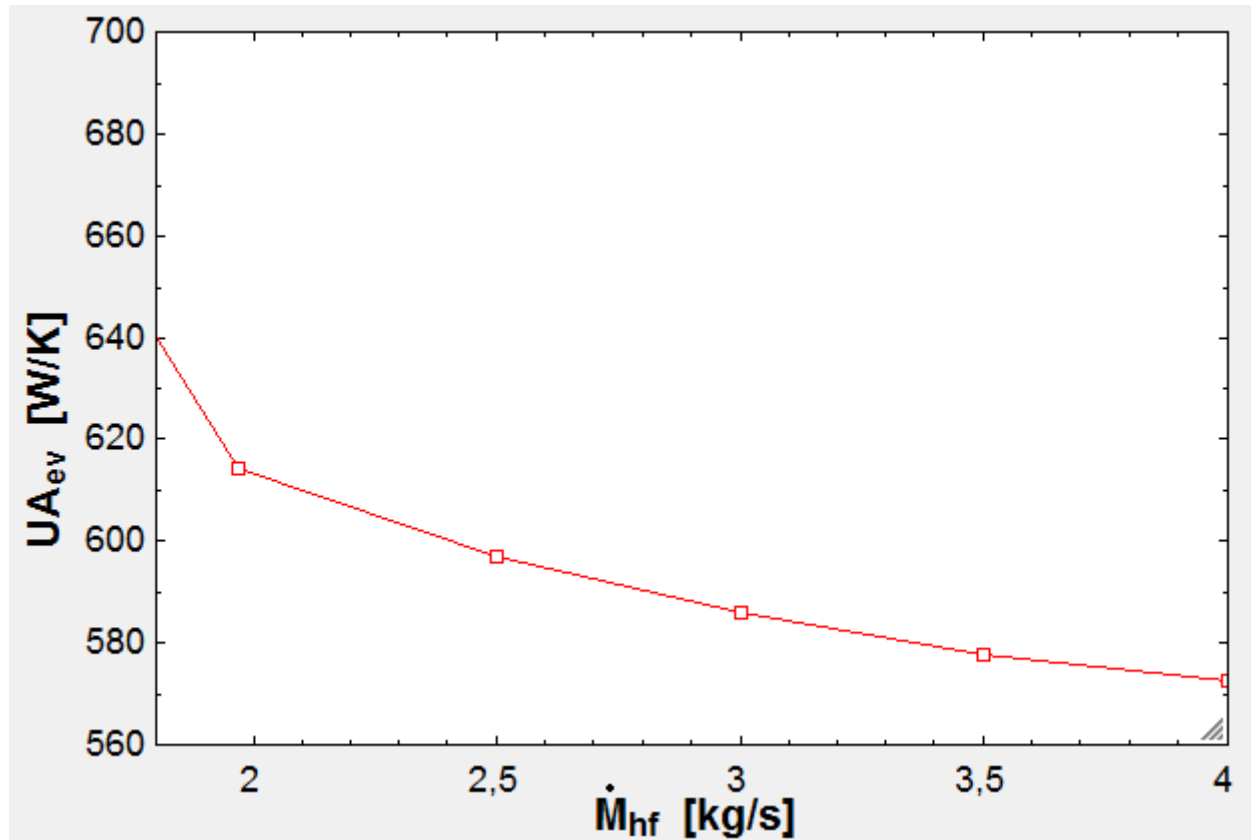


Figura 118: Variació del valor  $U \cdot A$  a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R123.

S'observa que en les gràfiques anteriors es segueix la mateixa tendència que s'havia seguit amb el fluid R245fa, on el valor  $U \cdot A$  disminuïa a mesura que augmenta el cabal màssic de fluid secundari degut a que el Pinch Point augmenta de la mateixa manera.

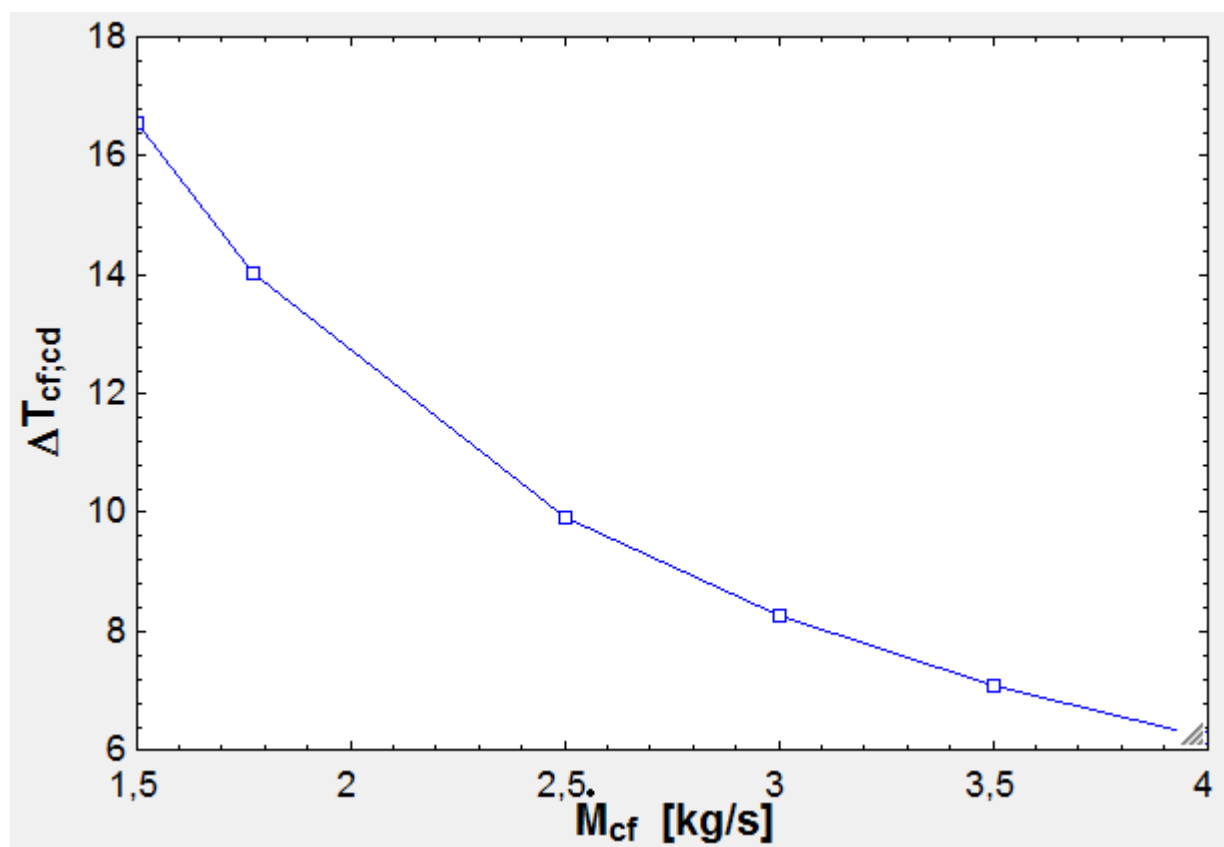


Figura 119: Variació de la temperatura a mesura que es varia el cabal de fluid fred secundari R123.

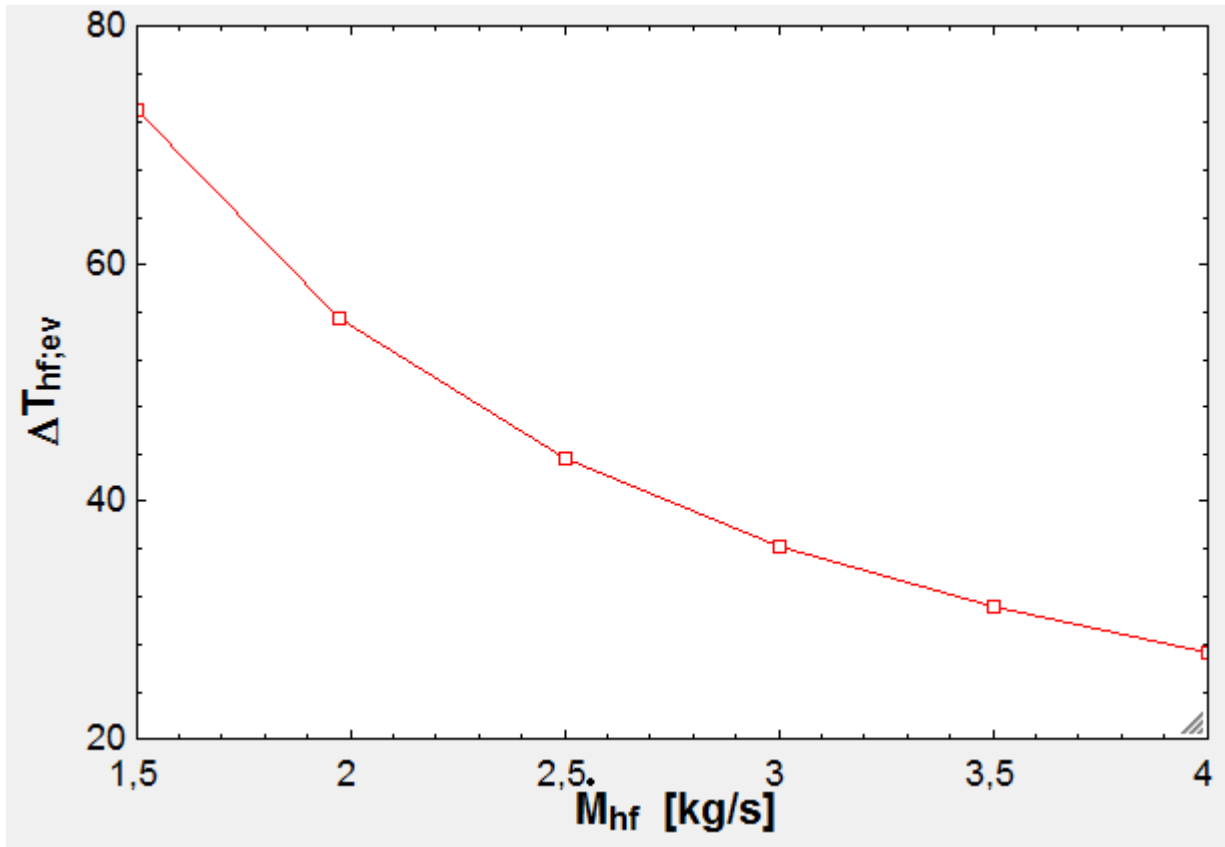


Figura 120: Variació de la temperatura a mesura que es varia el cabal de fluid calent secundari R123.

Per les gràfiques que representen la variació de temperatura als bescanviadors respecte el cabal màssic dels fluids secundaris es pot observar novament que a mesura que el cabal màssic augmenta la variació de temperatura disminueix, al igual que passava amb el fluid R245fa en les mateixes condicions.

La dificultat en aquesta part de la simulació ha estat l'impediment per utilitzar una relació paramètrica que permetés a partir de variar un valor obtenir els resultats depenent solament d'una variable. Tal com s'ha explicat al principi d'aquesta simulació, s'ha hagut de variar manualment el Pinch Point per a cada valor del cabal màssic amb el qual es volia treballar per tal d'arribar al valor fixat per a l'autor a l'entrada del bescanviador.

Finalment, per completar la simulació, s'avaluen els factors que determinen la mida de la turbina / generador per a les condicions de treball als dos fluids utilitzats en aquesta simulació, el fluid R245 fa i el R123. D'aquesta manera es pot saber per a quin dels dos casos es necessitaria una turbina o expansor més gran i quin dels dos fluids proporcionaria condicions òptimes de treball.

Així doncs, per al fluid R245 sense recuperador generant una potència neta de 9954 W els factors de la turbina són els següents:

- VFR= 8,845
- SP=0,01595 m

Per al fluid R123 sense recuperador generant una potència neta de 10187 W els factors de la turbina són:

- $VFR=8,702$
- $SP=0,01601m$

Com es pot observar els resultats són molt propers per als dos fluids, encara que el valor SP amb el fluid R123 és una mica més gran però molt poc, per tant amb efectes pràctics es requeriria un expansor de la mateixa grandària en aquest cas pels dos fluids.

Per tant aquesta comparativa ha servit per a tenir una idea de com s'utilitzen aquests paràmetres i com poden ser útils per tal de tenir una idea de la grandària de turbina o expansor a seleccionar a l'hora de dur a terme una simulació i a la vegada poder comparar-ho entre diferents fluids orgànics de treball.

## **4.- ASPECTES MEDIAMBIENTALS DEL TFG**



## 4.-ASPECTES MEDIOAMBIENTALS DELS REFRIGERANTS

Durant el projecte s'ha parlat dels fluids escollits per a cada simulació en funció del rendiment que podien aportar al cicle i s'ha parlat mínimament dels factors ambientals que predominen a l'hora de seleccionar un fluid. En aquest capítol es pretén ampliar la informació dels factors mediambientals i les propietats termodinàmiques de cada fluid per tal de justificar les seleccions dels fluids que s'han dut a terme en el projecte.

Un dels punts més interessants dels cicles ORC són el medi ambient i els aspectes de seguretat dels fluids de treball, així com la seva estabilitat química.

La selecció d'un refrigerant implica compromisos entre les propietats termodinàmiques desitjables en conflicte. Tal com es menciona anteriorment, un refrigerant ha d'acomplir molts requisits, alguns dels quals no es relacionen directament amb la seva capacitat per a transferir calor. L'estabilitat química sota les condicions de treball és una de les característiques essencials. Segons els codis de seguretat, es pot requerir un refrigerant no inflamable de baixa toxicitat per a algunes aplicacions, ja que s'han de tenir en compte les conseqüències ambientals de les fugues de refrigerant.

El cost, la disponibilitat, l'eficiència i la compatibilitat amb els lubricants del sistema i equips són altres preocupacions a l'hora d'escollir el fluid per al cicle. Les característiques de seguretat dels refrigerants a l'hora d'estudiar la inflamabilitat i la toxicitat dels fluids es defineixen per la norma ASHRAE, la qual classifica segons la toxicitat els refrigerants en classes A o B. Els refrigerants de classe A presenten un baix índex de toxicitat en concentracions menors o iguals a 400 ppm en volum mentre que els refrigerants de classe B presenten evidències de toxicitat en concentracions inferiors a 400ppm en volum.

Segons la inflamabilitat, els refrigerants es divideixen en tres classes. Els refrigerants de classe 1 són aquells que no mostren propagació de la flama quan es proven en aire a unes condicions de 101 kPa i 21 °C. Els refrigerants de classe 2 són aquells que tenen un límit inferior d'inflamabilitat (LFL) de més de 0,10 kg/m<sup>3</sup> i una calor de combustió de menys de 19000 kJ/kg. Finalment els refrigerants de classe 3 indiquen aquells que són altament inflamables, tal com es defineix per un LFL de menys de 0,10 kg/m<sup>3</sup> o una calor de combustió major a 19000 kJ/kg.

Així doncs, a la taula següent es representa com són els índex d'inflamabilitat depenent de la classificació assignada a cada refrigerant.

Inflamabilitat	Codi de Seguretat	
	Baixa toxicitat	Alta toxicitat
<b>Alta inflamabilitat</b>	A2	B2
<b>Baixa inflamabilitat</b>	A2L	B2L
<b>Sense inflamabilitat</b>	A1	B1

Taula 35: Índex de seguretat dels fluids. [12]

Des de 2010 es va afegir la classe 2L degut al descobriment de refrigerants amb una velocitat d'inflamabilitat de 10 cm/s. D'aquesta manera, les propietats desitjades per a un fluid refrigerant no han

d'afectar a la capa d'ozó i l'impacte sobre l'escalfament global ha de ser el baix possible, a part que la descomposició del fluid i els seus sub-productes no tinguin efecte negatiu al medi ambient.

#### 4.1. IMPACTE AMBIENTAL DELS FLUIDS REFRIGERANTS

Minimitzar totes les emissions de refrigerants dels sistemes és important no solament per l'impacte ambiental, sinó també per les pèrdues de càrrega que comporten a nivells de funcionament del sistema insuficients, el que produeix finalment un rendiment inadequat i menor eficiència del cicle. Els fluids de treball durant el seu cicle normal d'operació o bé per fugues accidentals produeixen danys importants a l'atmosfera augmentant els seus nivells de toxicitat, posant en perill les criatures i les plantes que viuen sobre la terra.

A més, els refrigerants contribueixen a l'escalfament global de l'atmosfera a partir de gasos d'efecte hivernacle. La temperatura mitjana global es determina per l'equilibri de l'energia del sol escalfant la terra i l'atmosfera i per l'energia irradiada per la terra i l'atmosfera a l'espai. Els gasos d'efecte hivernacle com el CO<sub>2</sub> i el vapor d'aigua, així com petites partícules atrapen la calor a prop de la superfície, mantenint la temperatura mitjana de la superfície de la terra a una temperatura d'aproximadament 34 K més calenta del que seria si aquest gasos i partícules no fossin presents.

L'escalfament global és una preocupació degut a que l'augment de l'efecte hivernacle és causat per l'increment de concentracions de gasos d'efecte hivernacle i aquest fet és degut a les activitats humanes. Per tant, l'impacte ambiental negatiu dels fluids de treball, en especial l'efecte dels fluids refrigerants, pot ser sintetitzat per dos efectes.

- Reducció de la capa d'ozó
- Contribució a l'escalfament global a nivell mundial a través de l'efecte hivernacle.

La mesura de la capacitat d'un material per exhaurir l'ozó estratosfèric és el seu potencial d'esgotament de l'ozó (ODP). El potencial d'escalfament global (GWP) dels gasos d'efecte hivernacle és un índex que descriu la capacitat relativa per a recollir l'energia radiant en comparació amb el CO<sub>2</sub>, que té una vida atmosfèrica molt llarga. Per tant, els refrigerants han de ser seleccionats de manera que el potencial d'esgotament d'ozó sigui zero i amb un GWP reduït.

En quant a l'acció contaminant de l'ambient, per a l'ozó atmosfèric així com per a l'efecte hivernacle d'acord amb el protocol de Kioto, els refrigerants es poden classificar en:

- (CFCs) tenen una forta acció destructiva sobre la capa d'ozó i amb l'augment de l'efecte hivernacle sobre la terra.
- (HFCs) tenen una acció moderada sobre la capa d'ozó així com en l'efecte hivernacle sobre la terra.
- (HFCs) són innocus per a la capa d'ozó i amb baixa influència sobre l'efecte hivernacle.
- (HCs, CO<sub>2</sub>) són innocus per a la capa d'ozó, i amb cap o molt poca influència sobre l'efecte hivernacle.



Així doncs, les propietats finals que ha d'acomplir un fluid a l'hora de ser seleccionat per a un cicle de treball són les següents:

- Valor ODP baix o zero
- Vida atmosfèrica relativament baixa
- Valor GWP baix
- Capacitat per a proporcionar una bona eficiència al sistema.
- Característiques de seguretat apropiades

En la taula següent s'enumeren les propietats ambientals d'alguns fluids refrigerants comuns per a cicles ORC. Degut a que els refrigerants HFCs no contenen clor o brom, els seus valors ODP són insignificants i representats amb un 0 a la taula. L'amoníac, els HCFCs i els HFCs tenen una vida atmosfèrica més curta que els CFCs, degut a que estan majoritàriament destruïts en la baixa atmosfera per reacció amb radicals OH. Normalment, una vida atmosfèrica més curta comporta valors ODP i GWP més baixos.

Grup	Refrigerant	ODP	GWP	Vida atmosfèrica (anys)	Índex de seguretat
<b>CFC</b>	R11	1	4000	50	A1
	R12	1	10600	102	A1
	R113	0,8	4200	90	A1
	R114	0,7	6900	130	A1
	R12B	3	1300	11	A1
	R13B	10	6900	65	A1
<b>HCFC</b>	R21	0,05	-	<10	B1
	R22	0,055	1900	12	A1
	R123	0,02	120	2	B1
	R142b	0,065	2000	19	A2
<b>HFC</b>	R23	0	14800	24	A1
	R32	0	580	6	A2
	R125	0	3200	33	A1
	R134a	0	1600	14	A1
	R143a	0	3900	55	A2
	R152a	0	140	5	A2
	R245fa	0	820	8	A1
<b>HFO</b>	R1234yf	0	4	0,029	A2L
<b>NH<sub>3</sub></b>	R717	0	0	<0,02	B2
<b>CO<sub>2</sub></b>	R744	0	1	50	A1

Taula 36: propietats mediambientals d'alguns fluids refrigerants.[12]

## 4.2. ANTECEDENTS DELS FLUIDS REFRIGERANTS

Els principis de la refrigeració mecànica, a partir del segle 19, es caracteritzaven per l'ús de refrigerants naturals. Al 1834 *Perkins* va proposar èter etílic com el fluid de treball en la seva patent del sistema de refrigeració per compressió de vapor. En aquella època, l'amoníac (R717), el diòxid de sofre (R764) i el diòxid de carboni (R744) s'havien desenvolupat i estaven disponibles per al seu ús. La primera màquina en treballar amb NH<sub>3</sub> va ser dissenyada per *Linde* al 1876 i al 1862, *Lowe* va desenvolupar un sistema de refrigeració de CO<sub>2</sub>. La major part d'aquest grup de primers refrigerants eren inflamables, tòxics o ambdues coses a la vegada.

Durant el segle passat, els refrigerants halo hydrogenats han dominat els sistemes basats en la compressió de vapor degut a les seves bones propietats termodinàmiques i termofísiques. El problema d'aquest fluids és que contenen una alta proporció de clor (Cl) i fluor (F), responsables en bona part d'augmentar els valors ODP i GWP.

En la segona generació de refrigerants, els CFCs van substituir els refrigerants clàssics de principis del segle 20. Així doncs, els refrigerants CFC com ( R12, R11 y R13) es van utilitzar des de la dècada de 1930 degut a les seves característiques de seguretat i rendiment superior. No obstant, la seva presència en els països desenvolupats s'ha eliminat degut a que s'ha demostrat que esgoten la capa d'ozó.

La tercera generació de refrigerants apareix a principis dels anys 90 i es va allargar fins aproximadament l'any 2010. En aquesta generació apareixen amb força els fluids HCFC, fluids refrigerants que malgrat que també esgoten la capa d'ozó, ho fan amb un grau molt menor que els CFC. És per això que la producció de HFCs per al seu us com a refrigerant està programada per a desaparèixer a l'any 2030 per als països desenvolupats.

Finalment, la quarta generació de refrigerants està en ple desenvolupament i produeix constantment avenços amb l'objectiu de regular fluids refrigerants amb valors ODP i GWP zero així com una curta vida a l'atmosfera. A més, s'està treballant amb l'objectiu d'aconseguir alhora que els fluids refrigerants proporcionin unes eficiències elevades a partir de les seves propietats termodinàmiques.

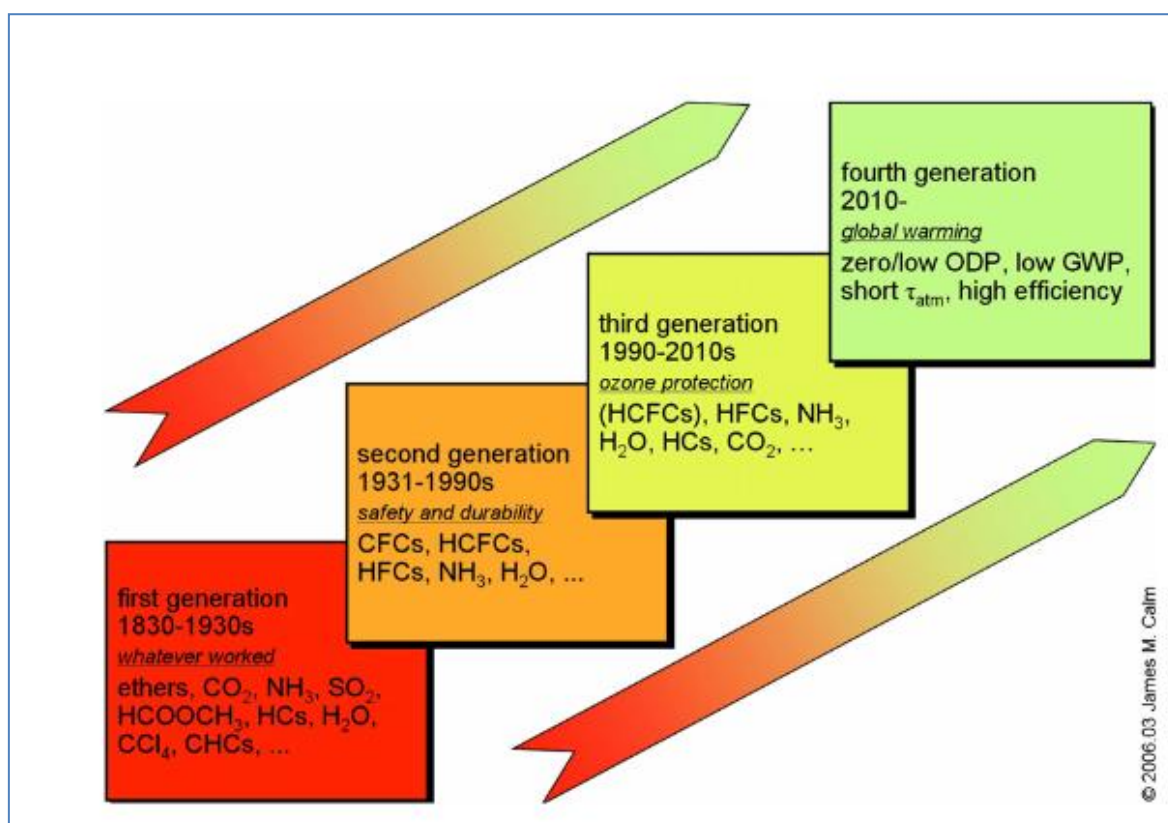


Figura 121: Generacions de fluids refrigerants. [27]



## **5.- CONCLUSIONS**



## 5.-CONCLUSIONS

### 5.1. CONCLUSIONS DEL TFG

A dia d'avui, els sistemes ORC poden considerar-se com una tecnologia provada que treballa en rangs des de pocs kW fins a 10 MW com s'ha vist en la tercera simulació realitzada, encara que està vinculada a baixes eficiències. L'explicació pràctica de la limitació de l'eficiència del cicle global pot explicar-se per la baixa temperatura de la font de calor, la baixa eficiència del disseny de l'expansor pel cas de cicles de baixa potència neta produïda, i l'alta quantitat d'energia consumida per les bombes (del fluid orgànic, i en el seu cas dels fluids de l'evaporador i del condensador) en cicles amb molta potència neta produïda.

Els cicles ORC ofereixen un disseny simple, permetent un funcionament pràcticament sense supervisió, el que permet reduir costos de producció i la complexitat del sistema.

L'objectiu principal del treball era la descripció i simulació de cicle orgànics de Rankine per tal d'analitzar i entendre el seu comportament en diferents situacions de treball. La investigació era simular i calcular un sistema ORC en diferents condicions i sota rangs de treball diferents. Durant el transcurs de la investigació s'ha dut a terme un modelat basat en la conservació de la massa i l'energia per a cada equipament, desconsiderant els canvis d'energia cinètica i potencial dels fluids, les pèrdues de calor a l'ambient (s'ha considerat que els equipament tenien l'aïllament tèrmic pertinent) i les pèrdues de pressió en les canonades. Es a dir, en les simulacions, s'ha efectuat un anàlisi sota el punt de vista termodinàmic del comportament del ORC.

Sobre la base dels paràmetres de disseny per a la optimització del rendiment i la sensibilitat del sistema, es van realitzar nombroses simulacions per tal d'investigar les interrelacions complexes que afecten a l'eficiència del cicle i a la potència neta.

En quant al refredament produït al condensador, la menor disponibilitat d'aigua com a medi de refredament, en combinació amb un major èmfasi en les condicions ambientals, fa que normalment la selecció del fluid per a refrigerar es decanti per la utilització d'aire sec en comptes d'una torre de refrigeració per aigua.

L'optimització de les condicions de treball són un punt clau i necessari per tal de reduir el sobreescalfament a l'entrada de l'expansor i el subrefredament a la sortida del condensador. Els fluids secs en general generen vapor sobreescalfat a la sortida de l'evaporador, la qual cosa redueix l'àrea de treball al diagrama T-s.

Per tant, el fluid orgànic ha de ser operat en condicions saturades per tal de reduir el nombre d'irreversibilitats del sistema.

El valor màxim de l'eficiència de la calor total recuperada augmenta com més gran sigui la temperatura d'entrada de la font de calor i disminueix al utilitzar fluids de treball amb una baixa temperatura crítica. La pressió de condensació del cicle ha de ser superior a la pressió

atmosfèrica, degut a que les simulacions del TFG han demostrat també que l'eficiència tèrmica del cicle incrementa quan la temperatura de condensació disminueix, o bé quan la pressió màxima del cicle augmenta.

A l'hora d'escollir les condicions òptimes de treball, hi ha variis factors que poden fer variar aquestes condicions, en molts casos el factor econòmic del cost de la planta és una de les claus que fa variar la condició òptima de treball per sobre del rendiment total que es pugui obtenir.

A continuació, es particularitzen les conclusions del TFG per a cada simulació per tal d'argumentar les conclusions a les quals s'ha arribat per a cadascuna.

- Primera simulació: De la primera simulació, la qual ha permès entrar de ple en els cicles ORC i entendre el seu comportament, destaquen alguns factors que es descriuen a continuació. El fluid orgànic utilitzat en la primera simulació ha estat el R245fa, encara que per a efectuar una comparativa en el "Size Parameter SF" de la turbina/expansor també s'ha utilitzat el R123. El fluid secundari (calent) de l'evaporador del cicle són els gasos residuals d'una combustió (modelats com aire calent), mentre que el fluid secundari (fred) del condensador s'ha simulat com aigua de refrigeració. Els rangs de potència de la simulació va entre els 35 i els 40 KW, amb unes eficiències al voltant del valor del 15 %. El rang de temperatures d'entrada del fluid secundari calent a l'evaporador oscil·la entre els 160-170°C, mentre que el rang de temperatures de sortida oscil·la entre 108-117,1°C. El rang de temperatura d'entrada del fluid secundari fred al condensador oscil·la entre els 5-13 °C, i el rang de temperatura de sortida oscil·la entre 15,5-20,4 °C. Com a conclusions de la primera simulació s'extreu el següent: Primerament, un augment en la temperatura d'evaporació del cicle de Rankine Orgànic provoca un augment de la potència neta produïda, així com una millora en el rendiment global del cicle. Tanmateix, un increment en la temperatura de sobreescalfament de l'evaporador augmenta de la mateixa manera la potència total neta del cicle i el rendiment d'aquest. En quant a modificacions realitzades a l'etapa de condensació, una disminució de la temperatura de condensació augmenta la potència neta del cicle i el rendiment d'aquest. Per al contrari, a l'augmentar la temperatura de subrefredament del condensador, malgrat que la potència neta augmenta mínimament, el rendiment del cicle disminueix degut a la temperatura a la qual surt el fluid refrigerant del condensador. En quant als paràmetres de disseny de la turbina estudiats en aquesta simulació, els dos paràmetres analitzats tenen un efecte directa en el factor econòmic del cicle ORC. En quant al valor VFR, contra més gran és aquest rati, més grandària de turbina o expansor es necessita al cicle. En la comparativa entre el fluid R245fa i el fluid R123, s'ha determinat que per les condicions de treball imposades en la simulació, el paràmetre VFR és major pel fluid R245fa. En quant al valor SP (la grandària de la turbina / expansor és proporcional al SP), com més gran sigui el valor també més gran ha de ser la turbina o expansor, la qual cosa incrementa el preu del cicle de Rankine Orgànic. En aquest cas, per a les condicions de treball en la simulació, el fluid R123 presentava valors majors d'aquest factor, la qual cosa provoca una turbina o expansor major i un encariment del cicle si es simulen aquestes condicions amb el fluid orgànic R123.
- Segona simulació: En aquesta simulació, el fluid orgànic utilitzat ha estat el R123. El fluid secundari (calent) de l'evaporador del cicle són els gasos residuals d'una combustió (modelats com aire calent), mentre que el fluid secundari (fred) del condensador s'ha simulat com aigua de refrigeració.



La potència simulada en el cicle ha estat de 35,5 kW , amb una eficiència del valor del 16,0%. El rang de temperatures d'entrada del fluid secundari calent a l'evaporador oscil·la entre els 158-163°C, mentre que el rang de temperatures de sortida de l'evaporador oscil·la entre 114,6-119,6 °C. El rang de temperatura d'entrada del fluid secundari fred al condensador oscil·la entre els 15-20 °C, mentre que el rang de temperatura de sortida oscil·la entre 19,4-24,4 °C. El fet d'introduir el paràmetre del recuperador a permès entendre com afecta al rendiment global del cicle i a la potència produïda. A part, s'ha vist com afecta la variació del valor del Pinch Point als resultats del cicle, el qual s'explica a continuació. La introducció del recuperador afecta directament al rendiment del cicle fent-lo augmentar significativament deixant invariable la potència neta del cicle obtinguda. En quant a la reducció del Pinch Point en referència als valor de U·A dels bescanviadors, s'ha detectat que la reducció d'aquest paràmetre provoca un augment en la mida dels bescanviadors, la qual cosa provoca un increment en el cost econòmic del bescanviador. La introducció d'un bescanviador amb una mida més gran és a priori un cost elevat per a la planta ja que com més elevat sigui el factor U·A del bescanviador més plaques necessites per tal de dur a terme el bescanvi de calor. Per altra banda, les prestacions que dona un bescanviador amb unes grans dimensions són que et permet tenir els fluids secundaris a una temperatura més elevada que la necessària si l'equip és més petit, el que fa que sigui un factor clau depenent de la procedència del fluid secundari utilitzat en els bescanviadors del cicle de treball.

- Tercera simulació: Els fluid orgànics utilitzats per a la tercera simulació han estat el R123 i el n-Pentà. El fluid secundari (calent) de l'evaporador del cicle s'ha simulat com aigua geotèrmica, mentre que el fluid secundari (fred) del condensador s'ha simulat com aigua de refrigeració. La potència "bruta" simulada en el cicle ha estat de 10 MW per als dos fluids utilitzats, el qual es correspon a una potència neta del cicle de l'ordre de 8900 kW , amb una eficiència del cicle del valor del 7,89 % pel cas del fluid R123 i de 7,92% amb el fluid n-Pentà . El rang de temperatures d'entrada del fluid secundari calent a l'evaporador oscil·la entre els 88-90°C, mentre que el rang de temperatures de sortida oscil·la entre 84-85 °C. La temperatura d'entrada del fluid secundari fred al condensador és de 30 °C, mentre que el rang de temperatures de sortida oscil·la entre 35,5-36,1 °C. L'objectiu de la tercera simulació era aconseguir els valors desitjats que s'aconseguien en la simulació original de l'article i aquest fet es va aconseguir a partir de la correcta simulació del cicle. Encara que el valor del Pinch Point bé donat habitualment per les condicions de treball del cicle, en aquesta simulació a partir de modificar aquest valor s'ha obtingut la temperatura buscada en les entrades dels bescanviadors del cicle. A part de realitzar-se la simulació amb el fluid R123, es va simular també amb el fluid n-Pentà, del qual es va comprovar que amb menys de la meitat de cabal màssic d'aquest fluid orgànic s'aconseguia la mateixa quantitat de potència que amb el fluid R123. D'aquest fet es conclou que si no es tinguessin en compte requisits mediambientals i d'inflamabilitat a l'hora d'escollir-lo, sens dubte el fluid n-Pentà presenta unes propietats termodinàmiques excel·lents per tal de generar grans quantitats d'energia amb un cabal molt inferior a altres fluids de la mateixa família.
- Quarta simulació: El fluid orgànic utilitzat en la quarta simulació ha estat el R123 El fluid secundari (fluid calent) de l'evaporador del ORC s'ha simulat com aigua sense additius (el qual és el fluid caloportador de l'energia solar tèrmica captada pels col·lectors solars), mentre que el fluid secundari (fluid fred) del condensador s'ha considerat que és aigua de refrigeració. El rang de potències simulat en el cicle ha estat entre 3,35-3,76 kW , amb una

eficiència entre el 14,34 i el 15,2 %. La temperatura d'entrada del fluid secundari calent a l'evaporador és de 140 °C, mentre que la temperatura de sortida ha estat de 98,6 °C. La temperatura d'entrada del fluid secundari fred al condensador ha estat de 20,4 °C, mentre que la temperatura de sortida ha estat de 25,6 °C. L'objectiu de la quarta simulació era arribar als resultats als quals l'article de bibliografia arribava en la simulació. En aquest cas, no es va arribar a uns resultats totalment coincidents respecte als donats en l'article . En aquesta simulació, l'article original no donava informació respecte al fluid secundari fred (temperatura d'entrada i cabal) i això ha estat un inconvenient a l'hora de fer la simulació i comparar resultats. El comportament del cicle a partir de les dades introduïdes per hom, és totalment acceptable a nivells de resultats i rendiment, però simplement no reflexa l'objectiu d'assolir els mateixos valors als quals l'autor va arribar quan va realitzar el seu estudi. Un dels factors pels quals es considera que s'ha produït aquesta diferència en els resultats és el software mitjançant el qual es va modelar el sistema ORC per tal d'obtenir els resultats. Mentre que la simulació realitzada en aquest projecte ha estat duta a terme amb el software EES, l'autor en l'article va simular el cicle amb el software *SOLKANE*, el qual proporciona propietats termodinàmiques per als diferents fluids de treball un tant diferents a les que proporciona el software EES basat en Refprop 9.1 del NIST. Per tant, s'argumenta la diferència a que la font d'on s'han obtingut les propietats dels fluids són diferents.

- Cinquena simulació: Els fluids orgànics utilitzats en la cinquena simulació han estat el R245fa i el R123. El fluid secundari (calent) de l'evaporador del cicle són gasos de combustió procedents d'un motor tèrmic , els quals s'han simulat com aire calent, mentre que el fluid secundari (fred) del condensador s'ha simulat com aigua de refrigeració. El rang de potències simulat en el cicle ha estat entre 9,95 -10,18 kW , amb una eficiència entre el 8,43-9,5% per al fluid R245fa i entre 8,9 i 10 % per al R123. El rang de temperatura d'entrada del fluid secundari calent a l'evaporador ha estat entre 308,2-322,7 °C per al fluid R245fa i de 303-316,9 °C per al fluid R123, mentre que el rang de temperatures de sortida ha estat entre 285,2-297,9°C per al fluid R245fa i de 280,6-293,1°C per al fluid R123. El rang de temperatura d'entrada del condensador ha estat entre 21,8-27,2°C per al fluid R245fa i de 31,7-36,8°C per al fluid R123 , i el rang de temperatures de sortida ha estat entre 29,6-30,4°C per al fluid R245fa i 39,1-40,0°C per al fluid R123. En la cinquena simulació, en la qual inicialment es pretenia arribar als resultats de l'autor en el seu article, cal dir que els valors obtinguts experimentalment corresponen quasi exactament als valors als quals es pretenia arribar amb la simulació. Per altra banda, dels dos fluids analitzats, es pot concloure en que el R123 ha proporcionat una major eficiència del cicle a l'hora d'obtenir una potència neta estimada de 10 kW. A més, amb les parametritzacions realitzades en aquesta simulació, s'ha determinat que els valors U·A dels bescanviadors augmenten alhora que augmenta el cabal màssic de fluid secundari, que la diferència de temperatura entre l'entrada i la sortida del bescanviador disminueix a la vegada que augmenta el cabal màssic de fluid secundari, ja sigui pel cas del cicle de Rankine orgànic amb o sense recuperador. També s'ha determinat a partir de fixar les temperatures d'entrada dels fluids calent i fred als bescanviadors (evaporador i condensador respectivament) que el Pinch Point als equips augmenta si incrementa el valor del cabal màssic del fluid secundari, però que els valors U·A dels bescanviadors, si la temperatura d'entrada a aquest és fixa, disminueix a mesura que augmenta el cabal màssic de fluid secundari.

## 5.2. LÍNIES DE TREBALL FUTURES

L'abast d'aquest treball ha estat extens i ha estat un repte personal en el qual partint gairebé de zero en el tema dels cicles de Rankine orgànics (ORC) s'ha aconseguit dur a terme una bona recerca, estudi i posterior simulació de diferents cicles en diverses condicions de treball i analitzar varis paràmetres fonamentals dels mateixos.

Malgrat això, hi ha un conjunt d'estudis addicionals que podrien incorporar-se en un futur en aquest TFG per tal d'ampliar els aspectes investigats en el camp dels cicles ORC.

Primerament, es pot abordar l'estudi de l'anàlisi exergètic dels ORC. És un tema actual d'estudi per diferents autors, tal com reflecteix els articles que s'esmenten al final d'aquest apartat. Aquests articles estan recollits a l'Annex A.4, i poden servir com a punt de partida per a realitzar un anàlisi exergètic dels cicles estudiats en aquest TFG. L'anàlisi exergètic es pot abordar per a cada equipament del cicle determinant el seu el rendiment exergètic i l'exergia destruïda, i també es pot abordar per a tot el cicle reterminant el rendiment exergètic del cicle i l'exergia total destruïda en el cicle ORC.

Per altra banda, un altre possible estudi a realitzar seria la selecció més adient del fluid orgànic de treball en funció del nivell tèrmic de la font d'alta temperatura que alimenta l'evaporador. En el present projecte s'ha treballat principalment amb els fluids que els propis autors dels articles havien utilitzat en les seves simulacions. Per tant, un altre estudi interessant a realitzar seria variant el fluid de treball tractar d'obtenir millors resultats del comportament del cicle respecte als valors publicats en diferents estudis ja fets en la bibliografia.

A més, un altre dels estudis importants que es podria realitzar com a ampliació del TFG seria l'estudi econòmic del cicle ORC. De fet, durant el treball s'ha parlat en forma qualitativa d'alguns aspectes econòmics depenent de la grandària dels bescanviadors seleccionats així com de la grandària de la turbina (o expansor) i s'ha comentat que afectaven directament al cost total del cicle ORC. Per tant, un estudi a realitzar seria quantificar aquests costos per tal de tenir un preu prou realístic d'algun dels cicles que s'ha simulat en aquest TFG. Al final d'aquest apartat es donen referències bibliogràfiques per a iniciar aquest estudi tècnic-econòmic, els quals es recullen en l'Annex 4.

Finalment, en relació a la idea anterior, un estudi futur també podria ser l'optimització de les condicions d'operació del ORC per a minimitzar alguna funció objectiu com per exemple el cost de l'expansor, el cost dels bescanviadors de calor o bé el cost total de la planta.

## **BIBLIOGRAFIA ADDICIONAL:**

### **Aspecte de l'Anàlisi Exergètic dels ORC:**

- a. E. Wang, H. Zhang, B. Fan, Y. Wu: "*Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery*", Journal of Mechanical Science and Technology, **26** (8) pp. 2301-2312 (2012)
- b. D. Tiwari, A. Arora, N. A. Ansari, Dr. A. F. Sherwani: "*Energy and Exergy analysis of Organic Rankine Cycle using Alternative Working Fluids*", IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, **12** (1), pp.85-92 (2015)
- c. S. Baral, D. Kim, E. Yun. K. Ch. Kim: "*Energy, Exergy and Performance Analysis of Small-Scale Organic Rankine Cycle Systems for Electrical Power Generation Applicable in Rural Areas of Developing Countries*", Energies, **8** , 684-713 (2015)

### **Estudi Econòmic i Optimització de l'operació dels ORC:**

- d. M. Imran, B. S. Park, H. J. Kim, D.H. Lee, M. Usman, M. Heo: "*Thermo-economic optimization of Regenerative ORC for waste heat recovery applications*", Energy Conversion and Management, **87**, pp. 107-118 (2014)
- e. S. Quoilin, M. van der Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort: "*Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*", Renewable and Sustainable Energy Reviews, **22**, pp. 168-186 (2013).
- f. S. Lecompte, S. Lemmens, H. Huisseune, M. van den Broek, M. De Paepe: "*Multi-Objective Thermo-Economic Optimization Strategy for ORCs Applied to Subcritical and Transcritical Cycles for Waste Heat Recovery*", Energies, **8**, pp. 2714-2741 (2015)

## **6.- BIBLIOGRAFIA**

## 6.- BIBLIOGRAFIA

### 6.1. LLIBRES

[1] Çengel, Y.A., Ghajar, A.J: “*Transferencia de calor y masa*”, 4ª ed, Editorial McGraw Hill, México (2011)

### 6.2. ARTICLES DE REVISTES CIENTÍFIQUES O TÈCNIQUES

[2] H.D.M. Hettiarachchi et al, M. Golubovic, W.R. Worek, Y. Ikegami: “*Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources*”, Energy, **32**, pp. 1698–1706 (2007)

[3] E.H. Wang, H.G. Zhang, B.Y Fan, M.G. Ouyang, Y.Zhao, Q.H. Mu.: “*Study of working fluid selection of ORC for engine waste heat*”, Energy, **36**, pp. 3406-3418 (2011)

[4] A. Marin, A. Dobrovicescu, L. Grosu, A. Gheorghian: “*Energy and Exergy analysis of an ORC*” U.P.B. Sci. Bull., Series D, **76** (4), pp 128-135. (2014)

[5] M. Khennich, N. Galanis: “*Optimal Design of ORC Systems with a Low-Temperature Heat Source*”, Entropy, **14**, pp 370-389.(2012)

[6] M. Khennich, N. Galanis: “*Thermodynamic analysis and optimization of powercycles using a finite low-temperature heat source.*” International journal of energy research, **36**, pp 871-885.(2012)

[7] A. A. Lakew, O. Bolland: “*Working fluids for low-temperature heat source*” , Applied Thermal Engineering, **30**, pp 1262-1268 (2010)

[8] H. Chen, D. Yogi Goswami, E. K. Stefanakos: “*A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, **14**, pp 3059-3067 (2010).

[9] J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra: “*Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions.*”, Applied Energy, **88**, pp 2995-3004 (2011).

[10] M. Imran, B.S. Park, H.J. Kim, D.H. Lee, M. Usman, M. Heo: “*Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications*”, Energy Conversion and Management, **87**, pp 107-118 (2014)

[11] L. Branchini, A. De Pascale, A. Peretto: “*Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes.*” Applied Thermal Engineering, **61**, pp 129-140 (2013).

### 6.3. NORMATIVES I REGLAMENTACIONS

[12] Normativa ASHRAE. <https://www.ashrae.org/>

[13] Reglament de seguretat per a plantes i instal·lacions frigorífiques (RSIF-2011). [http://www.boe.es/boe\\_catalan/dias/2010/05/22/pdfs/BOE-A-2010-8190-C.pdf](http://www.boe.es/boe_catalan/dias/2010/05/22/pdfs/BOE-A-2010-8190-C.pdf)

### 6.4. PROJECTES FI DE CARRERA, FI DE MASTER , TESIS DOCTORALS

[14] Johannes Ihle, Ionut-Marius Doboia, Mohd Hafizul Bin ilias, Niels Brandenburg, Victor Porrac, Wim Fae: “*Renewable Sun Power (ORC) – EPS.*” (2014)  
<http://www.epsevg.upc.edu/eps-idps-projects/download/14/Presentation.pdf>

[15] Christian Paul: “*Estudio de factibilidad pra la recuperación de calor residual de turbinas a diesel en la generación de energia electrica en la empresa Repsol YPF.*” (2012)  
<http://biblioteca.epn.edu.ec/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=11488>

[16] Ignacio Lizaranzu Perinat: “*Hibridación de una microturbina de gas operando en poligeneración con ciclo de Rankine orgánico*”, Proyecto Final de Carrera (2007)  
<http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/4682a7a07a170.pdf>

[17] Laia Sanchez Junco: “*Aplicación del ciclo orgánico de Rankine para el aprovechamiento de calor residual en una refinería.*”, Proyecto Final de Carrera (2010)  
[http://oa.upm.es/15019/1/PFC\\_Laia\\_Sanchez\\_Junco\\_Fiter.pdf](http://oa.upm.es/15019/1/PFC_Laia_Sanchez_Junco_Fiter.pdf)

[18] Leticia Jiménez Douglas: “*Simulación y optimización de un ciclo Rankine orgánico (orc) de pequeña potencia (10 kW)*”, Trabajo Final de Máster, U. Zaragoza (2013)  
<http://zaguan.unizar.es/record/10288?ln=es>

[19] Sylvain Quoilin: “*Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications.*”, Tesis Doctoral (2011)  
[http://bictel.ulg.ac.be/ETD-db/collection/available/ULgetd-10032011-002906/unrestricted/PhD\\_Thesis\\_Dissertation.pdf](http://bictel.ulg.ac.be/ETD-db/collection/available/ULgetd-10032011-002906/unrestricted/PhD_Thesis_Dissertation.pdf)

[20] Luis Carlos Mendoza Toledo: “*Caracterización y modelización de un expansor scroll de pequeña potencia. integración en sistemas de absorción para producción de energía mecánica y refrigeración*”.(2013)  
<http://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/125662/Tesis.pdf?sequence=1>

## 6.5. WEBGRAFIA

[21] <http://epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/evaporadors.html>

Breu descripció: Pàgina web amb una descripció ampla sobre diversos tipus de bescanviadors de calor.

Data de consulta: Abril 2015

[22] [http://www.swep.net/es/products\\_solutions/ssp\\_calculation\\_software/Pages/ssp\\_install.aspx](http://www.swep.net/es/products_solutions/ssp_calculation_software/Pages/ssp_install.aspx)

Breu descripció: Web oficial per a descarregar el software SSP G7.

Data de consulta: Març 2015

[23] <http://ultimasnoticiasnew.blogspot.com.es/2012/04/planes-en-marcha-para-aprovechar-la.html>

Breu descripció: Pàgina web sobre centrals geotèrmiques.

Data de consulta: Maig 2015

[24] <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/planta-gemasolar/es>

Breu descripció: Pàgina web sobre centrals solars.

Data de consulta: Maig 2015

[25] [http://termodispostivos.blogspot.com.es/2013/06/caldera-las-calderas-son-artefactos-que\\_24.html](http://termodispostivos.blogspot.com.es/2013/06/caldera-las-calderas-son-artefactos-que_24.html)

Breu descripció: Pàgina web sobre una central de cicle combinat.

Data de consulta: Maig 2015

[26] [http://www.endesaeduca.com/Endesa\\_educa/recursos-interactivos/produccion-de-electricidad/xiv.-las-centrales-de-biomasa](http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/produccion-de-electricidad/xiv.-las-centrales-de-biomasa)

Breu descripció: Pàgina web amb informació sobre biomassa

Data de consulta: Maig 2015

[27] [http://www.rehva.eu/fileadmin/REHVA\\_Journal/REHVA\\_Journal\\_2013/RJ\\_issue\\_6/P.28/28-33\\_Pavkovic\\_RJ1306.pdf](http://www.rehva.eu/fileadmin/REHVA_Journal/REHVA_Journal_2013/RJ_issue_6/P.28/28-33_Pavkovic_RJ1306.pdf)

Breu descripció: Pàgina web on es recull informació de totes les famílies de refrigerants.

Data de consulta: Juny 2015